



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK PŘESTAVITELNÝ - STANICE POHONU

ADJUSTABLE BELT CONVEYOR - DRIVING HEAD

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MARTIN MACHATKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Martin Machatka

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Pásový dopravník přestavitelný - stanice pohonu

v anglickém jazyce:

Adjustable belt conveyor - driving head

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet přestavitelného pásového dopravníku pro hnědé uhlí a konstrukční řešení stanice pohonu.

Dopravní výkon 230 000kg.h-1

Osová vzdálenost přesypů 370m

Výškový rozdíl 35m

Dopravovaný materiál: hnědé uhlí

Cíle bakalářské práce:

Proveďte funkční výpočet dopravníku, určení hlavních rozměrů.

Proveďte rozbor dopravovaného materiálu a uvedení technických parametrů, včetně alternativních materiálů.

Navrhnete konstrukční řešení stanice pohonu.

Nakreslete sestavný výkres stanice pohonu a důležité detailní výkresy.

Seznam odborné literatury:

1. Ondráček, E., Vrbka, J., Janíček, P. : Mechanika těles - pružnost a pevnost II VUT Brno, 1988
2. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004
3. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003
4. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992
5. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skript VUT Brno 1988
6. Dražan, F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků
7. Kolář, D. a kol.: Části a mechanismy strojů

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 7.11.2011

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Cílem předkládané bakalářské práce bylo navrhnout stanici pohonu přestavitelného pásového dopravníku určeného pro dopravu hnědého uhlí. Na základě požadovaných parametrů pásového dopravníku byl proveden funkční výpočet, byly definovány technické parametry stanice pohonu a navrženo její konstrukční řešení. Sestavný výkres navržené stanice pohonu a důležité detailní výkresy jsou součástí této práce.

KLÍČOVÁ SLOVA

Přestavitelný pásový dopravník, stanice pohonu, hnědé uhlí, funkční výpočet, rozbor materiálu

ABSTRACT

The aim of the present bachelor thesis was to design a driving head for an adjustable belt conveyor intended for brown coal transportation. According to the required parameters for the belt conveyor, functional calculation was carried out, technical parameters of the driving head were defined and its construction proposed. The entire drawing of the designed driving head and essential detailed drawings are included in this thesis.

KEYWORDS

Adjustable belt conveyor, driving head, brown coal, functional calculation, material analysis



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MACHATKA, M. *Pásový dopravník přestavitelný – stanice pohonu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 59 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2012

.....

Martin Machatka



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D za udávání správného směru při psaní této práce, rodině za podporu a poskytnutí vhodných podmínek pro tvorbu. Mé poděkování patří i panu Ing. Ivanu Lukačeviči z firmy SEW-EURODRIVE.



OBSAH

Úvod.....	10
1 Komponenty dopravníku	12
1.1 Stanice pohonu a vratná stanice	12
1.2 Válečkové stolice a válečky	12
1.2.1 Válečkové stolice v horní větvi	12
1.2.2 Válečky pro nosnou stolicí	13
1.2.3 Válečkové stolice ve vratné větvi	13
1.2.4 Válečky pro vratnou stolicí	14
1.3 Dopravní pás	14
1.4 Stěrač pásu	16
1.5 Bubny	18
2 Funkční výpočet dopravníku	19
2.1 Zadané hodnoty	19
2.2 Sklon dopravníku	19
2.3 Volba rychlosti pásu dopravníku	19
2.4 Volba pásu a válečkové stolice	20
2.4.1 Teoretický průřez náplně pásu	20
2.4.2 Šířka pásu	20
2.5 Kontrola dopravovaného množství	20
2.5.1 Ložná šířka pásu	21
2.5.2 Průřez vrchlíku náplně pásu	21
2.5.3 Průřez spodní části náplně pásu	21
2.5.4 Průřez náplně pásu	21
2.5.5 Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu	22
2.5.6 Součinitel sklonu	22
2.5.7 Největší hmotnostní dopravní výkon	22
2.6 Hlavní odpory	22
2.6.1 Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve	23
2.6.2 Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve	23
2.6.3 Hmotnost 1 m dopravního pásu	23
2.6.4 Hmotnost nákladu na 1 m délky pásu	24
2.7 Odpor k překonání dopravní výšky	24
2.8 Přídavné odpory - odpor čističe pásu	24
2.9 Odpor v násypce	24
2.9.1 Odpor v násypce vlivem urychlování dopravované hmoty	25



2.9.2	Odpor tření dopravované hmoty o boční vedení v násypce	25
2.9.3	Odpor bočního vedení za místem urychlování	26
2.10	Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu	26
2.11	Potřebný provozní výkon na poháněcím bubnu	26
2.12	Potřebný provozní výkon pohánějícího motoru	27
2.13	Síly v pásu	27
2.13.1	Výpočet maximální síly T_1 se zvětšením obvodové síly pro rozběh	27
2.13.2	Výpočet síly T_2	28
2.13.3	Výpočet sil T_3 a T_4	28
2.13.4	Minimální síly pro omezení průvěsu pásu	28
2.14	Pevnostní kontrola pásu	29
2.15	Napínací síla	30
2.16	Potřebná napínací dráha	30
2.16.1	Plocha omezená průběhem sil v dopravním pásu	30
3	Výpočet pohonu	31
3.1	Výpočet požadovaných parametrů pohonné jednotky	31
3.1.1	Potřebný krouticí moment	31
3.1.2	Požadované výstupní otáčky	31
3.1.3	Potřebný převodový poměr převodovky	31
3.2	Návrh pohonné jednotky	31
3.2.1	Provozní podmínky a faktory	32
3.2.2	Vybraná pohonná jednotka	32
3.2.3	Tepelná bilance převodovky	33
3.3	Kontrolní výpočet	33
3.3.1	Požadovaný jmenovitý krouticí moment převodovky	33
3.3.2	Dovolený krouticí moment během chvilkového přetížení	33
3.3.3	Kontrola přetížení	34
3.3.4	Ověření možnosti použití adaptéru pro motor	34
3.4	Parametry pásového dopravníku při použití navrženého pohonu	34
3.4.1	Skutečná rychlost pásu	34
3.4.2	Největší skutečný hmotnostní dopravní výkon	34
4	Pohon pásových dopravníků	35
4.1	pohonné jednotky	35
4.2	Rozběh asynchronního motoru s kotvou nakrátko	36
5	Konstrukce stanice pohonu	37
5.1	Pohonná jednotka	38



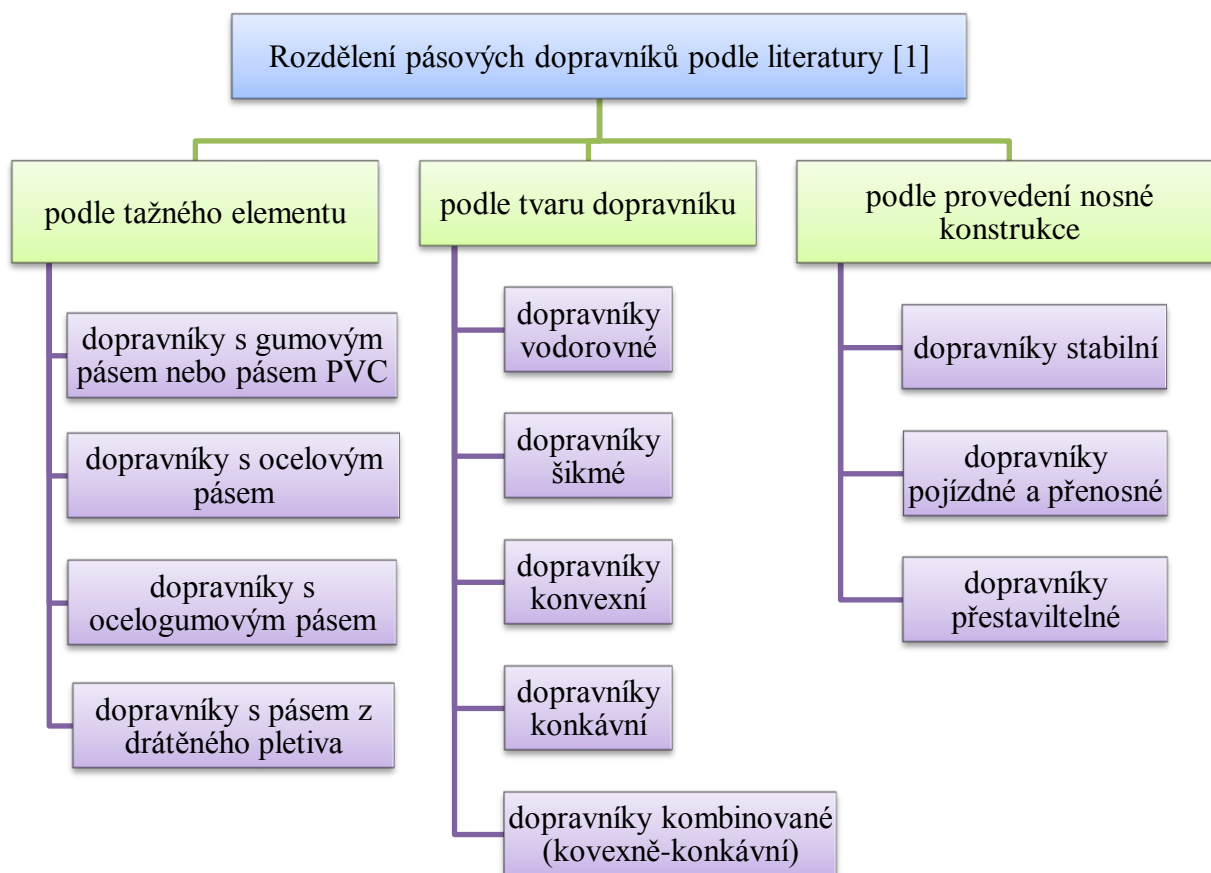
5.1.1 Motor.....	38
5.1.2 Převodovka.....	39
5.1.3 Softstartér	43
5.1.4 Montáž pohonné jednotky.....	44
5.1.5 Demontáž pohonné jednotky.....	44
5.2 Rám.....	45
5.3 Cenová kalkulace	46
6 Rozbor dopravovaného materiálu	47
6.1 Hnědé uhlí.....	47
6.2 Vlastnosti sypkých hmot.....	47
6.2.1 Sypná hmotnost	47
6.2.2 Zrnitost	47
6.2.3 Sypnost (soudržnost).....	47
6.2.4 Abrazivnost	48
6.2.5 Vlhkost.....	48
6.2.6 Popisový znak klasifikace sypkých hmot	48
6.2.7 Charakteristika hnědého uhlí.....	48
6.3 Alternativní materiály pro dopravu	49
Závěr	51
Použité informační zdroje.....	52
Seznam použitých zkratk, symbolů a veličin.....	54
Seznam obrázků	57
Seznam tabulek	58
Seznam příloh	59



ÚVOD

PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

Pásové dopravníky jsou zařízení pro plynulou dopravu sypkých hmot nebo kusového zboží. Mezi hlavní přednosti těchto dopravníků patří kontinuálnost dopravy při velkém dopravním výkonu a poměrně velká univerzálnost použití. Nezanedbatelnou výhodou je možnost dopravy materiálu na velké vzdálenosti. Tažným a současně i nosným elementem je nekonečný dopravní pás obíhající kolem bubnů umístěných na obou koncích dopravníku. Rozdělení pásových dopravníků jak uvádí Gajdůšek [1] je na obr. 1.

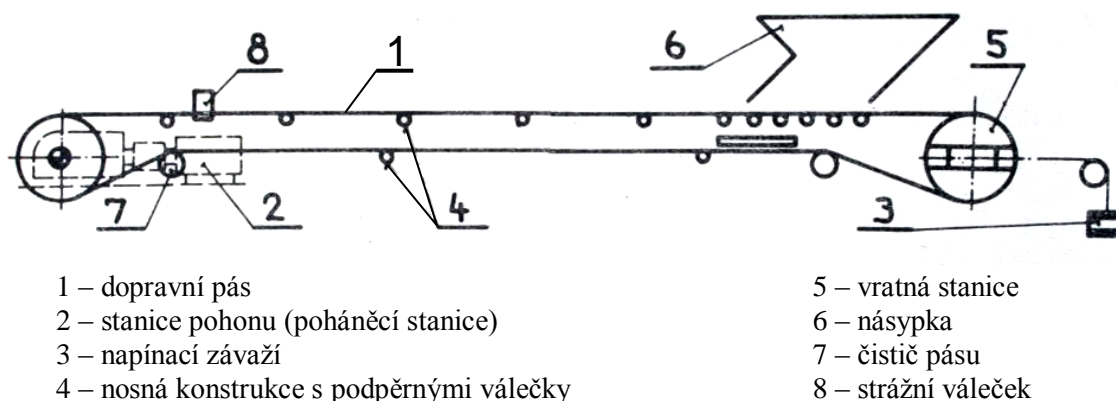


Obr. 1 Rozdělení pásových dopravníků



PRINCIP ČINNOSTI A HLAVNÍ ČÁSTI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Přepravovaný materiál je na pás přiváděn z násypky (zásobníku) a dopravován pomocí pásu k předávacímu místu. Předávací místo může být řešeno například přepadem přes vynášecí buben, shrnovačem nebo vozíkovým shazovačem. Materiál se nejčastěji dopravuje horní větví, která se tak stává nosnou. Spodní (vratná) větev vrací pás na vratný buben. Jednotlivé části pásového dopravníku jsou zobrazeny a popsány na obr. 2.



Obr. 2 Pásový dopravník [1]

Stanice pohonu slouží k pohonu pásového dopravníku. Tažná síla se přenáší prostřednictvím tření mezi poháněcím (hnacím) bubnem a pásem. Dopravní pás je po celé délce dopravníku podepřen podpěrnými válečky ve válečkových stolicích umístěných na nosné konstrukci. Strážní válečky pak zajišťují správné vedení pásu. Dopravní pás je neustále čištěn různými čističi pásu, které jsou umístěny přímo na poháněcím bubnu nebo ve vratné větvi dopravníku. Vratná stanice ohýbá s pomocí vratného bubnu dopravní pás a vrací ho tak zpět na poháněcí buben. Velmi často plní vratná stanice zároveň i funkci stanice napínací. Ta má za úkol udržovat dopravní pás předepnutý, aby bylo zajištěno dostatečné tření mezi poháněcím bubnem a pásem. Napínání je nejčastěji řešeno pomocí závaží, napínacími šrouby nebo užitím různých napínacích zařízení (pneumatická, elektrická, elektrohydraulická).

PŘESTAVITELNÉ PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

Přestavitelné pásové dopravníky se skládají z jednotlivých konstrukčních celků, mezi něž patří stanice pohonu, napínací stanice a nosná konstrukce. Nosná konstrukce tvořící trať dopravníku je složena z navzájem propojených úseků a je tak snadno přemístitelná. Trať dopravníku se díky tomu může podle potřeby prodlužovat nebo zkracovat a přizpůsobit se tak měnícím se provozním podmínkám. Přestavitelné pásové dopravníky se používají pro vyšší dopravní rychlosti a velké dopravní vzdálenosti. Nejčastěji se jedná o aplikaci v povrchových dolech.



1 KOMPONENTY DOPRAVNÍKU

V této kapitole jsou popsány vybrané části pásového dopravníku a uvedeny jejich hlavní parametry.

1.1 STANICE POHONU A VRATNÁ STANICE

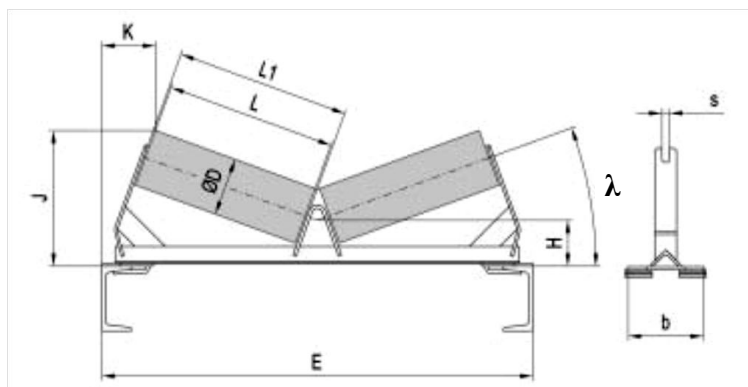
Stanice pohonu bude pohánět celý pásový dopravník pouze jedním poháněcím bubnem. Podrobněji je stanice rozebrána v kapitole 5. Vratná stanice je v tomto případě zároveň i stanicí napínací. Dopravní pás napíná konstantní napínací silou.

1.2 VÁLEČKOVÉ STOLICE A VÁLEČKY

Válečky umístěné ve válečkových stolicích podpírají a vedou dopravní pás. U zadaného dopravníku je horní větev nosná. Válečkové stolice spolu s válečky jsou vybrány ze sortimentu firmy TRANSROLL-CZ. Výhodou těchto stolic je snadná montáž pomocí držáků. Provádí se nasunutím válečkových stolic na nosnou konstrukci dopravníku vyrobenou z U-profilů.

1.2.1 VÁLEČKOVÉ STOLICE V HORNÍ VĚTVI

Pro nosnou větev byla vybrána dvouválečková stolice (viz obr. 3). Její parametry jsou uvedeny v tab. 1. Strážní válečky umístěné na každé třicáté válečkové stolici zabrání vybočení pásu.



Obr. 3 Nosná válečková stolice [12]

Tab. 1 Parametry nosné válečkové stolic

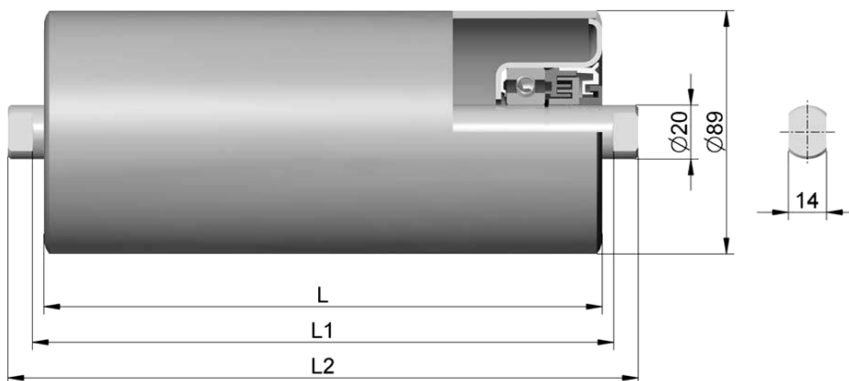
Sklon válečků λ [°]	Rozměry [mm]									Hmotnost [kg]
	E	D	L	L1	H	J	K	b	s	
20	950	89	380	388	113	290	113	160	14	8,3

Objednací kód: CV-S-650/20/A/AC



1.2.2 VÁLEČKY PRO NOSNOU STOLICI

Pro dvouválečkovou stolicí byly zvoleny hladké válečky (obr. 4). Rozměry a hmotnosti válečku jsou uvedeny v tab. 2.



Obr. 4 Váleček pro nosnou stolicí [12]

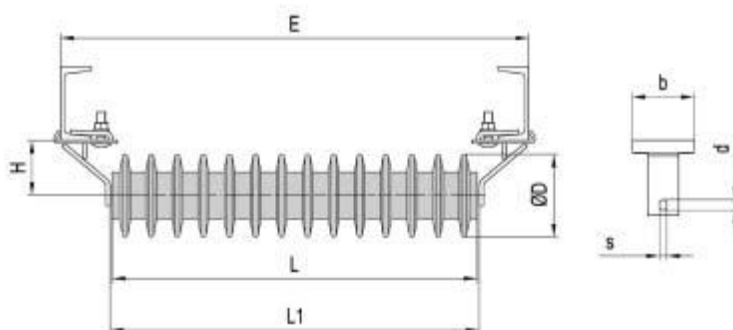
Tab. 2 Parametry válečku pro nosnou stolicí

Rozměry [mm]			Hmotnost	
L	L1	L2	rotujících částí m_{rh} [kg]	celková [kg]
380	388	406	2,6	3,7

Objednací kód: F-089x380/6204/A/PP.1003

1.2.3 VÁLEČKOVÉ STOLICE VE VRATNÉ VĚTVI

Ve vratné větvi jsou umístěny rovné válečkové stolice (obr. 5). V tab. 3 jsou zapsány hlavní parametry.



Obr. 5 Vratná válečková stolice [12]



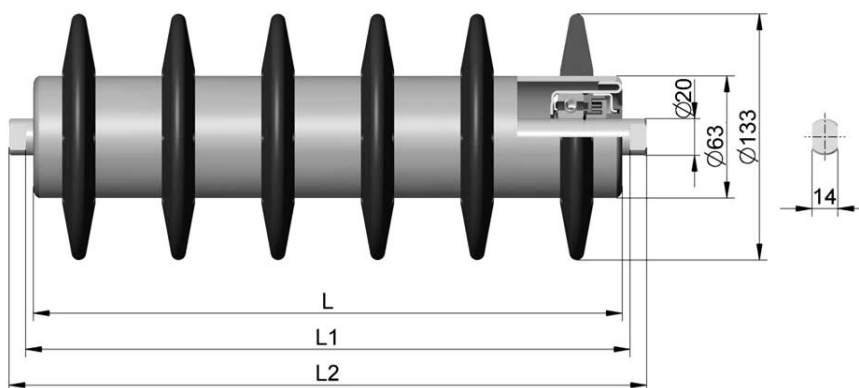
Tab. 3 Parametry vratné válečkové stolice

Rozměry [mm]								Hmotnost [kg]
E	D	L	L1	H	b	d	s	
700 až 1150	113	750	751	84	100	20	14	1,4

Objednací kód: SRB-S-650/00/A/AC

1.2.4 VÁLEČKY PRO VRATNOU STOLICI

Válečková stolice ve vratné větvi je vybavena diskovými válečky (obr. 6). Diskové válečky jsou válečky opatřené pryžovými disky, které mají čistící schopnost. Jejich parametry jsou v tab. 4.



Obr. 6 Váleček pro vratnou stolici [12]

Tab. 4 Parametry válečku pro vratnou stolici

Rozměry [mm]			Hmotnost	
L	L1	L2	rotujících částí m_{rd} [kg]	Celková [kg]
750	758	796	6,1	9,9

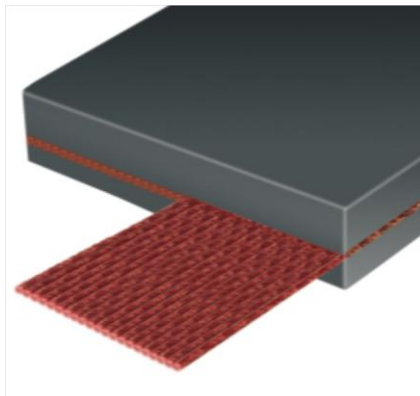
Objednací kód: D-063x750/6204/A/PP.1003/133/15

1.3 DOPRAVNÍ PÁS

Dopravní pás je tažným a současně i nosným elementem. Jedná se o nejdůležitější a nejdražší část pásového dopravníku. Pro tento dopravník byl zvolen dopravní pás vyztužený aramidovými vlákny (Trellex Aramid Conveyor Belt) od firmy Metso Minerals (obr. 7). Aramidová vlákna jsou vyrobena ze syntetického materiálu s vysokou pevností a tvoří nosnou kostru pásu, která je chráněna krycími vrstvami. Charakteristickým znakem těchto pásů je výborný poměr pevnosti pásu k jeho váze. Další významnou vlastností je vysoká hodnota modulu pružnosti, která má za následek velmi výrazné snížení napínací dráhy u dlouhých dopravníků. Z hlediska bezpečnosti je důležité, že je pás antistatický. Nízká váha snižuje



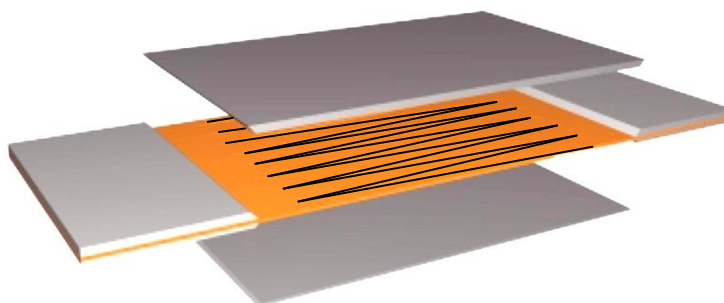
potřebný výkon dopravníku a umožňuje zvětšení rozteče válečkových stolic. Díky malé tloušťce klade pás menší odpor při ohýbání. Obrovskou výhodou je možnost použít malé průměry bubnů.



Obr. 7 Aramidový dopravní pás [13]

SPOJENÍ PÁSU

Dopravní pás bude spojen vulkanizací (spojení za tepla). Výrobce doporučuje prstové spojení pásu. Jedná se o způsob úpravy spojovaných konců pásu (viz obr. 8). Případné opravy pásu probíhají stejně jako u klasického dopravního pásu.



Obr. 8 Prstové spojení pásu [13]

KRYCÍ VRSTVA

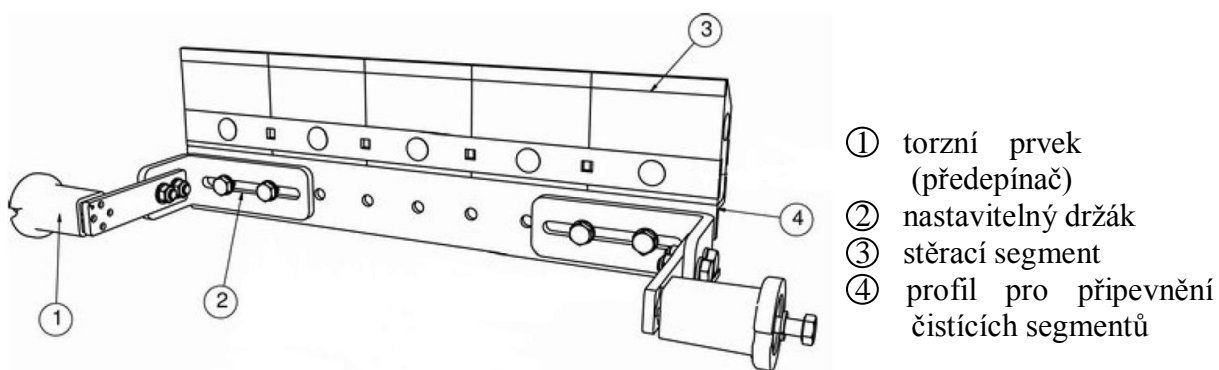
Byla vybrána výrobcem standardně prováděná krycí vrstva s označením X (značení výrobce), která je odolná proti opotřebení a vhodná do těžkých provozů. Tato krycí vrstva snese i velké dopadové výšky.

Tab. 5 Parametry dopravního pásu

Šířka pásu B [mm]		650
Tloušťka pásu [mm]		9,6
Tloušťka krycí vrstvy	horní [mm]	6
	dolní [mm]	2
Pevnost v tahu $[N \cdot mm^{-1}]$		630
Dovolené namáhání v tahu během provozu $\sigma_{dov} [N \cdot mm^{-1}]$		80
Modul pružnosti $E_p [N \cdot mm^{-1}]$		12 000
Hmotnost $m_b [kg \cdot m^{-2}]$		10,6
Provozní teplota $[^{\circ}C]$		-30 až 60
Minimální průměr bubnu	poháněcí buben [mm]	315
	vratný buben [mm]	250
	buben s úhlem opásání $\leq 45^{\circ}$ [mm]	200
Orientační cena za metr [Kč]		1 700

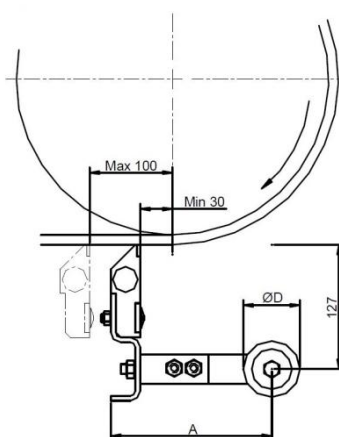
1.4 STĚRAČ PÁSU

Během provozu musí být dopravní pás čistěn, protože jeho znečištěná strana běží po válečcích ve vratné větvi dopravníku. Bez použití čističe pásu by ulpělý přepravovaný materiál způsobil zvětšení odporů a opotřebení pásu.



Obr. 9 Stěrač pásu a jeho hlavní části [14]

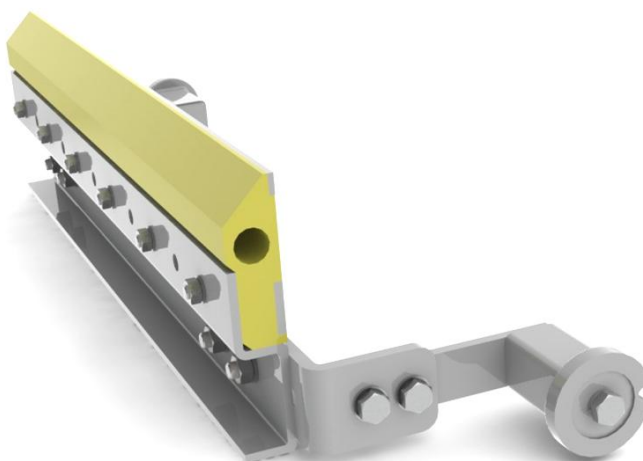
K čištění pásu je použit spodní (sekundární) stěrač pásu Hampus 9206 od firmy Vendig AB (obr. 9). Vyznačuje se jednoduchou konstrukcí a je určen do těžkých provozů. Břit stěrače tvoří šest polyuretanových segmentů s břity z tvrdokovu. Tyto segmenty jsou snadno vyměnitelné a mohou být nahrazeny segmenty s menší výškou z nabídky výrobce. Stěrací schopnost čističe zajišťují předepínače přitlakem břitu vůči pásu. Pracovní poloha je zobrazena na obr. 10, parametry jsou uvedeny v tab. 6.



Obr. 10 Pracovní poloha stěračce pásu [14]

Tab. 6 Parametry stěračce pásu

Stěrací šířka [mm]	600
Výška stěracího segmentu [mm]	95
Maximální rychlost pásu [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	2,3
Maximální přítláčná síla F_P [N]	198
Utahovací moment šroubů [$\text{N}\cdot\text{m}$]	49
Hmotnost [kg]	5,7

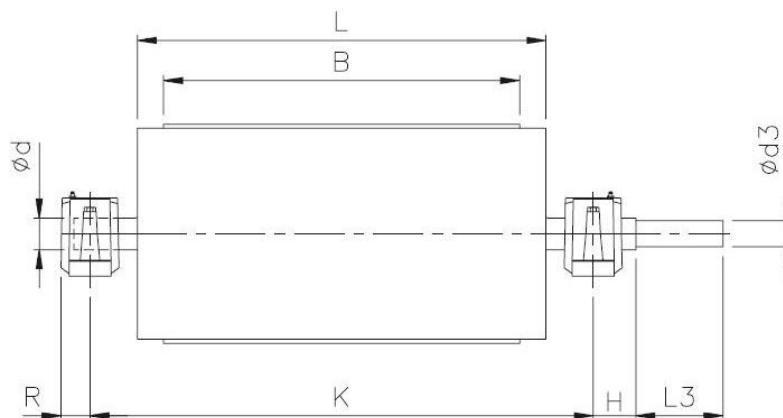


Obr. 11 Vizualizace stěračce pásu Hampus 9206



1.5 BUBNY

Byly zvoleny bubny od firmy Sandvik (obr. 12). Poháněcí buben má stejné parametry jako buben vratný (viz tab. 7). Kvůli zvětšení součinitele tření jsou bubny obloženy pryží se šířovými drážkami (obr. 13). Bubny jsou svařované. Konstrukce však umožňuje v případě potřeby vyměnit hřídele. Plášť bubnů je na koncích kónický pro lepší vedení dopravního pásu. Součástí dodávky jsou ložiskové domečky SNL 518 spolu s naklápěcími soudečkovými ložisky 22218EK od firmy SKF.



Obr. 12 Poháněcí buben [15]

Tab. 7 Parametry bubnů

Průměr bubnu D_B [mm]	Rozměry bubnu							
	poháněcího i vratného [mm]						poháněcího [mm]	
	L	B	K	R	H	d	L3	d ₃
416	750	650	940	70	75	80	340	75

Objednací kód poháněcího a vratného bubnu: DK80-400V-750; BK80-400V-750



Obr. 13 Vizualizace poháněcího bubnu obloženého pryží se šířovými drážkami

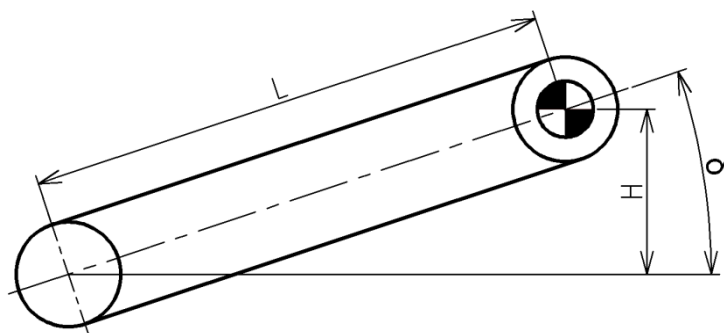
2 FUNKČNÍ VÝPOČET DOPRAVNÍKU

Výpočet pásového dopravníku byl proveden podle normy ČSN ISO 5048 [2]. Návrh dopravníku vychází z výpočtu obvodové síly na poháněcím bubnu a z toho plynoucích sil v dopravním pásu. Obvodová síla se vypočítá z odporů proti pohybu dopravního pásu.

2.1 ZADANÉ HODNOTY

Dopravní výkon: $Q = 230\,000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$
 Osová vzdálenost přesypů: $L = 370 \text{ m}$
 Výškový rozdíl: $H = 35 \text{ m}$
 Dopravovaný materiál: hnědé uhlí

2.2 SKLON DOPRAVNÍKU



Obr. 14 Sklon dopravníku

$$\sin \delta = \frac{H}{L} \quad (1)$$

$$\delta = \arcsin \frac{H}{L}$$

$$\delta = \arcsin \frac{35}{370}$$

$$\delta = 5,4^\circ \leq 18^\circ \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Vypočítaný úhel sklonu dopravníku je menší než maximální hodnota pro dopravníky s hladkým pásem uvedená v normě ISO 5048 [2, s. 6].

2.3 VOLBA RYCHLOSTI PÁSU DOPRAVNÍKU

Jmenovitá rychlost pásu $v = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ byla zvolena v závislosti na druhu dopravovaného materiálu z rozsahu uvedeného v literatuře [1, s. 148]. Výběr byl proveden z řady základních hodnot jmenovitých rychlostí dopravního pásu uvedených v normě ČSN 26 3007 [3, s. 2].



2.4 VOLBA PÁSU A VÁLEČKOVÉ STOLICE

Válečková stolice a s ní související šířka pásu byla volena podle tab. 8.4 v literatuře [1] na základě výsledku získaného řešením rovnice (2).

2.4.1 TEORETICKÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU

$$S_i = \frac{Q}{\rho \cdot v} \quad (2)$$

$$S_i = \frac{230000}{3600 \cdot 900 \cdot 2}$$

$$S_i = 0,0355 \text{ m}^2$$

kde:

$\rho = 900 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ je sypná hmotnost dopravované hmoty zvolená z rozsahu (800 až 1000) $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ podle normy ČSN 26 0070 [4, s. 9]

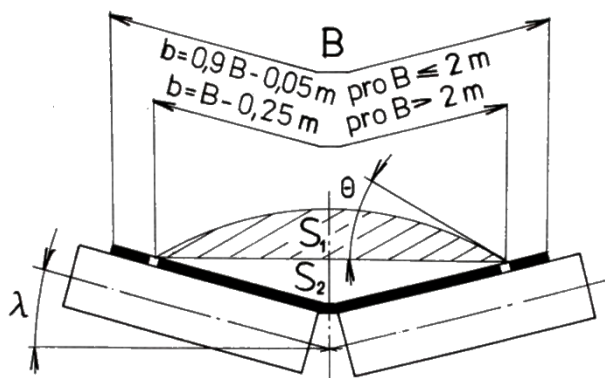
V souladu s normou ISO 1537 [5] byla vybrána dvouválečková stolice se sklonem bočních válečků $\lambda = 20^\circ$ (viz kap. 1.2.1). Rychlost pásu $v = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ nepřekračuje maximální dovolenou hodnotu ($2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) uváděnou výrobcem [12].

2.4.2 ŠÍŘKA PÁSU

Byl zvolen dopravní pás normalizované šířky $B = 650 \text{ mm}$ podle normy ISO 1535 [6, str. 4].

2.5 KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ

Skutečné dopravované množství se vypočte z průřezu náplně pásu rozdělného na dva průřezy S_1 a S_2 (viz obr. 15). Sklon dopravníku je zohledněn součiniteli.



Obr. 15 Průřez náplně pásu dvouválečkové stolice [2]



2.5.1 LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$\begin{aligned}
 b &= 0,9 \cdot B - 0,05 \\
 b &= 0,9 \cdot 0,65 - 0,05 \\
 b &= 0,535 \text{ m}
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

2.5.2 PRŮŘEZ VRCHLÍKU NÁPLNĚ PÁSU

$$\begin{aligned}
 S_1 &= \left[l_3 + (b - l_3) \cdot \cos \lambda \right]^2 \cdot \frac{\operatorname{tg} \Theta}{6} \\
 S_1 &= (b \cdot \cos \lambda)^2 \cdot \frac{\operatorname{tg} \Theta}{6} \\
 S_1 &= (0,535 \cdot \cos 20^\circ)^2 \cdot \frac{\operatorname{tg} 19^\circ}{6} \\
 S_1 &= 0,0145 \text{ m}^2
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

kde:

$l_3 = 0 \text{ m}$ je délka středního válečku

$\Theta = 19^\circ$ - dynamický sypný úhel zvolený z rozsahu v literatuře [7, s. 21]
s ohledem na maximální hodnotu $\Theta = 21^\circ$ v normě ČSN 26 0070 [4, s. 9]

2.5.3 PRŮŘEZ SPODNÍ ČÁSTI NÁPLNĚ PÁSU

$$\begin{aligned}
 S_2 &= \left[l_3 + \frac{(b - l_3)}{2} \cdot \cos \lambda \right] \cdot \left[\frac{(b - l_3)}{2} \cdot \sin \lambda \right] \\
 S_2 &= \frac{b^2}{8} \cdot \sin(2 \cdot \lambda) \\
 S_2 &= \frac{0,535^2}{8} \cdot \sin(2 \cdot 20^\circ) \\
 S_2 &= 0,023 \text{ m}^2
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

2.5.4 PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU

$$\begin{aligned}
 S &= S_1 + S_2 \\
 S &= 0,0145 + 0,023 \\
 S &= 0,0375 \text{ m}^2
 \end{aligned}
 \tag{6}$$



2.5.5 SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU NÁPLNĚ PÁSU

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \Theta}{1 - \cos^2 \Theta}} \quad (7)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 5,4^\circ - \cos^2 19}{1 - \cos^2 19}}$$

$$k_1 = 0,957$$

2.5.6 SOUČINITEL SKLONU

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) \quad (8)$$

$$k = 1 - \frac{0,0145}{0,0375} \cdot (1 - 0,957)$$

$$k = 0,983$$

2.5.7 NEJVĚTŠÍ HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m = S \cdot v \cdot k \cdot \rho \quad (9)$$

$$I_m = 0,0375 \cdot 2 \cdot 0,983 \cdot 900 \cdot 3600$$

$$I_m = 238869 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} > Q \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Dopravované množství vyhovuje zadanému dopravnímu výkonu $Q = 230\,000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$.

2.6 HLAVNÍ ODPORY

Ve výpočtu byl zanedbán sklon dopravníku ($\delta \ll 18^\circ$), jak umožňuje norma ISO 5048 [2, s. 6].

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{rh} + q_{rd} + (2 \cdot q_B + q_G)] \quad (10)$$

$$F_H = 0,03 \cdot 370 \cdot 9,807 \cdot [5,2 + 2,033 + (2 \cdot 6,89 + 31,944)]$$

$$F_H = 5764,78 \text{ N}$$

kde:

$f = 0,03$ je globální součinitel tření zvolený z rozsahu (0,02 až 0,03) uvedeném v normě ISO 5048 [2, s. 7] s ohledem na minimální provozní teplotu -20°C

**2.6.1 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 M HORNÍ VĚTVĚ**

$$q_{rh} = \frac{m_{rh} \cdot n_h}{t_h} \quad (11)$$

$$q_{rh} = \frac{2,6 \cdot 2}{1}$$

$$q_{rh} = 5,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde:

$m_{rh} = 2,6 \text{ kg}$ je hmotnost rotujících částí válečku v horní větvi dopravníku (tab. 2)

$n_h = 2$ - počet válečků v horní válečkové stolici

$t_h = 1 \text{ m}$ - rozteč horních válečkových stolic volená s ohledem na maximální hodnotu ($t_h = 1,5 \text{ m}$) uváděnou výrobcem [12]

2.6.2 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 M DOLNÍ VĚTVĚ

$$q_{rd} = \frac{m_{rd} \cdot n_d}{t_d} \quad (12)$$

$$q_{rd} = \frac{6,1 \cdot 1}{3}$$

$$q_{rd} = 2,033 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde:

$m_{rd} = 6,1 \text{ kg}$ je hmotnost rotujících částí válečku v dolní větvi dopravníku (tab. 4)

$n_d = 1$ - počet válečků v dolní válečkové stolici

$t_d = 3 \text{ m}$ - rozteč dolních válečkových stolic

2.6.3 HMOTNOST 1 M DOPRAVNÍHO PÁSU

$$q_B = m_b \cdot B \quad (13)$$

$$q_B = 10,6 \cdot 0,65$$

$$q_B = 6,89 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde:

$m_b = 10,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$ je hmotnost dopravního pásu (tab. 5)



2.6.4 HMOTNOST NÁKLADU NA 1 M DÉLKY PÁSU

$$\begin{aligned}q_G &= \frac{Q}{v} & (14) \\q_G &= \frac{230000}{2 \cdot 3600} \\q_G &= 31,944 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}\end{aligned}$$

2.7 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

Výpočet odporu pro překonání dopravní výšky byl proveden pro plynule nakládání dopravník s konstantním úhlem sklonu tratě. Odpor tedy nabývá své maximální hodnoty, když je dopravník plně naložen.

$$\begin{aligned}F_Z &= q_G \cdot H \cdot g & (15) \\F_Z &= 31,944 \cdot 35 \cdot 9,807 \\F_Z &= 10964,618 \text{ N}\end{aligned}$$

2.8 PŘÍDAVNÉ ODPORY - ODPOR ČISTIČE PÁSU

Vzhledem k délce dopravníku jsou zanedbány podřadné přídatné odpory a počítá se pouze s odpory čističů pásu, jak umožňuje norma ISO 5048 [2, s. 8].

$$\begin{aligned}F_S &= F_r \\F_r &= F_p \cdot \mu_1 & (16) \\F_r &= 198 \cdot 0,4 \\F_r &= 79,2 \text{ N}\end{aligned}$$

kde:

$F_p = 198 \text{ N}$ je maximální přitlačná síla (tab. 6) z katalogu výrobce [14]
 $\mu_1 = 0,4$ - volený součinitel tření mezi pásem a čističem pásu

2.9 ODPOR V NÁSYPCĚ

$$\begin{aligned}F_N &= F_{N1} + F_{N2} + F_{N3} & (17) \\F_N &= 127,778 + 186,807 + 155,673 \\F_N &= 470,258 \text{ N}\end{aligned}$$



2.9.1 ODPOR V NÁSYPCĚ VLIVEM URYCHLOVÁNÍ DOPRAVOVANÉ HMOTY

$$F_{N1} = Q \cdot (v - v_0) \quad (18)$$

$$F_{N1} = \frac{230000 \cdot (2 - 0)}{3600}$$

$$F_{N1} = 127,778 N$$

kde:

$v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ je složka rychlosti přiváděného dopravovaného materiálu ve směru dopravy

2.9.2 ODPOR TŘENÍ DOPRAVOVANÉ HMOTY O BOČNÍ VEDENÍ V NÁSYPCĚ

$$F_{N2} = \frac{\mu_3 \cdot Q^2 \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2 \cdot \rho \cdot 3600^2} \quad (19)$$

$$F_{N2} = \frac{0,7 \cdot 230000^2 \cdot 9,807 \cdot 1,5}{\left(\frac{2 + 0}{2}\right)^2 \cdot 0,5^2 \cdot 900 \cdot 3600^2}$$

$$F_{N2} = 186,807 N$$

kde:

$b_1 = 0,5 \text{ m}$ je světlá šířka bočního vedení

$\mu_3 = 0,7$ - součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením volený z rozsahu (0,5 až 0,7) dle normy ISO 5048 [2, s. 12]

MINIMÁLNÍ URYCHLOVACÍ DÉLKA

$$l_{b \min} = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_2} \quad (20)$$

$$l_{b \min} = \frac{2^2 - 0^2}{2 \cdot 9,807 \cdot 0,6}$$

$$l_{b \min} = 0,34 \text{ m} \Rightarrow \text{volím } l_b = 1,5 \text{ m}$$

kde:

$\mu_2 = 0,6$ je součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem volený z rozsahu (0,5 až 0,7) dle normy ISO 5048 [2, s. 12]



2.9.3 ODPOR BOČNÍHO VEDENÍ ZA MÍSTEM URYCHLOVÁNÍ

$$F_{N3} = \frac{\mu_3 \cdot Q^2 \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b_1^2 \cdot \rho \cdot 3600^2} \quad (21)$$

$$F_{N3} = \frac{0,7 \cdot 230000^2 \cdot 9,807 \cdot 5}{2^2 \cdot 0,5^2 \cdot 900 \cdot 3600^2}$$

$$F_{N3} = 155,673 N$$

kde:

$l = 5 m$ je délka bočního vedení

2.10 OBVODOVÁ SÍLA POTŘEBNÁ NA POHÁNĚCÍM BUBNU

Obvodová síla F_U je síla přenášená z poháněcího bubnu na pás a vypočítá se součtem všech odporů podle vzorce (22). Z této síly se následně počítá potřebný výkon pro pohon dopravníku a síly v pásu.

$$F_U = F_H + F_V + F_Z + F_S \quad (22)$$

Vlivem velké délky dopravníku ($L \gg 80 m$) jsou vedlejší odpory výrazně nižší než odpory hlavní. Z tohoto důvodu se místo výpočtu vedlejších odporů zavádí součinitel $C = 1,3$, který byl odečten z grafu v normě ISO 5048 [2, s. 14].

$$F_U = C \cdot F_H + F_Z + F_S \quad (23)$$

$$F_U = 1,3 \cdot 5764,78 + 10964,618 + 79,2$$

$$F_U = 18538,032 N$$

2.11 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$P_B = F_U \cdot v \quad (24)$$

$$P_B = 18538,032 \cdot 2$$

$$P_B = 37076,064 W = 37,1 kW$$

2.12 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚJÍCÍHO MOTORU

$$P_p = \frac{P_B}{\eta} \quad (25)$$

$$P_p = \frac{37076,064}{0,9}$$

$$P_p = 41195,627 \text{ W} = 41,2 \text{ kW}$$

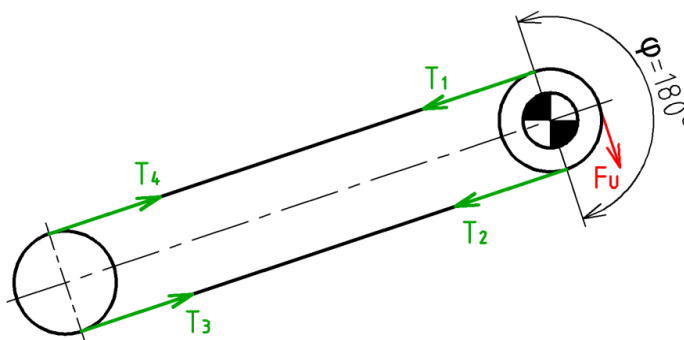
kde:

$\eta = 0,9$ je účinnost pohonu zvolená z rozsahu uvedeného v normě ISO 5048 [2, s. 9]

Zvolen elektromotor o výkonu $P_M = 45 \text{ kW}$ s otáčkami $n_M = 1478 \text{ min}^{-1}$ (viz kap. 5.1.1).

2.13 SÍLY V PÁSU

Výpočet sil v pásu je důležitou částí výpočtu pro určení napínací síly, minimálních sil a dále pak pro následnou pevnostní kontrolu pásu. Síly v pásu se mění po celé délce dopravníku. V tomto případě jsou nejdůležitější síly v místech, kde pás na bubny nabíhá nebo z nich sbíhá.



Obr. 16 Síly v pásu

2.13.1 VÝPOČET MAXIMÁLNÍ SÍLY T_1 SE ZVĚTŠENÍM OBVODOVÉ SÍLY PRO ROZBĚH

$$T_1 = F_U \cdot \xi \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} \right) \quad (26)$$

$$T_1 = 18538,032 \cdot 1,6 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1} \right)$$

$$T_1 = T_{\max} = 48597,35 \text{ N}$$

kde:

- $\varphi = \pi$ je úhel opásání poháněcího bubnu
- $\mu = 0,3$ - součinitel tření mezi poháněcím bubnem s pryžovým obložením (šípové drážky) a pásem volený dle normy ISO 5048 [2, s. 13]
- $\xi = 1,6$ - součinitel rozběhu volený z rozsahu (1,3 až 2) podle normy ISO 5048 [2, s. 10] s uvážením pozvolného rozběhu



2.13.2 VÝPOČET SÍLY T_2

$$T_2 = F_U \cdot \xi \cdot \frac{1}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1} \quad (27)$$

$$T_2 = 18538,032 \cdot 1,6 \cdot \frac{1}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1}$$

$$T_2 = 18936,499 \text{ N}$$

2.13.3 VÝPOČET SIL T_3 A T_4

$$T_3 = T_2 + F_{Hd} + F_r - q_B \cdot g \cdot H \quad (28)$$

$$T_3 = 18936,499 + 971,337 + 79,2 - 6,89 \cdot 9,807 \cdot 35$$

$$T_3 = 17622,078 \text{ N}$$

$$T_4 = T_1 - F_{Hh} - F_N - F_Z - q_B \cdot g \cdot H \quad (29)$$

$$T_4 = 48597,35 - 4793,44 - 470,258 - 10964,618 - 6,89 \cdot 9,807 \cdot 35$$

$$T_4 = 30004,076 \text{ N}$$

HLAVNÍ ODPORY V DOLNÍ VĚTVI DOPRAVNÍKU

$$F_{Hd} = f \cdot L \cdot g \cdot (q_B + q_{rd}) \quad (30)$$

$$F_{Hd} = 0,03 \cdot 370 \cdot 9,807 \cdot (6,89 + 2,033)$$

$$F_{Hd} = 971,337 \text{ N}$$

HLAVNÍ ODPORY V HORNÍ VĚTVI DOPRAVNÍKU

$$F_{Hh} = f \cdot L \cdot g \cdot (q_B + q_G + q_{th}) \quad (31)$$

$$F_{Hh} = 0,03 \cdot 370 \cdot 9,807 \cdot (6,89 + 31,944 + 5,2)$$

$$F_{Hh} = 4793,44 \text{ N}$$

2.13.4 MINIMÁLNÍ SÍLY PRO OMEZENÍ PRŮVĚSU PÁSU

Minimální tahová síla v pásu T_{\min} musí být dostatečně velká, aby nedošlo k překročení dovoleného relativního průvěsu pásu $h_{\text{rel}} = 0,02$ zvoleného podle normy ISO 5048 [2, s. 10].

**MINIMÁLNÍ SÍLA V PÁSU PRO HORNÍ VĚTEV**

$$T_{\min} \geq \frac{t_h \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot h_{rel}} \quad (32)$$

$$T_{\min} \geq \frac{1 \cdot (6,89 + 31,944) \cdot 9,807}{8 \cdot 0,02}$$

$$T_{\min} \geq 2380,281 N$$

$$T_4 \geq 2380,281 N$$

$$30004,076 N \geq 2380,281 N \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

MINIMÁLNÍ SÍLA V PÁSU PRO DOLNÍ VĚTEV

$$T_{\min} \geq \frac{t_d \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot h_{rel}} \quad (33)$$

$$T_{\min} \geq \frac{3 \cdot 6,89 \cdot 9,807}{8 \cdot 0,02}$$

$$T_{\min} \geq 1266,942 N$$

$$T_3 \geq 1266,942 N$$

$$17622,078 N \geq 1266,942 N \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

2.14 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU

$$F_{DOV} = B \cdot \sigma_{dov} \quad (34)$$

$$F_{DOV} = 0,65 \cdot 10^3 \cdot 80$$

$$F_{DOV} = 52000 N$$

kde:

$\sigma_{dov} = 80 N \cdot mm^{-1}$ je dovolené namáhání v tahu dopravního pásu během provozu (tab. 5)

$$F_{DOV} > T_{\max}$$

$$52000 N > 48597,35 N \Rightarrow \text{vyhovuje}$$



2.15 NAPÍNACÍ SÍLA

$$F_{nap} = T_3 + T_4 \quad (35)$$

$$F_{nap} = 17622,078 + 30004,076$$

$$F_{nap} = 47\,626,154\,N$$

2.16 POTŘEBNÁ NAPÍNACÍ DRÁHA

$$s = \frac{A_T - A_{T0}}{2 \cdot E_p \cdot B \cdot 10^3} \quad (36)$$

$$s = \frac{21304600,56 - 0}{2 \cdot 12000 \cdot 0,65 \cdot 10^3}$$

$$s = 1,366\,m$$

kde:

$E_p = 12000\,N \cdot mm^{-1}$ je modul pružnosti dopravního pásu (tab. 5)

$A_{T0} = 0\,N \cdot m$ - plocha omezená průběhem sil v pásu pro klidový stav dopravníku zvolená pro přibližný výpočet

2.16.1 PLOCHA OMEZENÁ PRŮBĚHEM SIL V DOPRAVNÍM PÁSU

$$A_T = \frac{T_2 + T_3}{2} \cdot L + \frac{T_4 + T_1}{2} \cdot L \quad (37)$$

$$A_T = \frac{18936,499 + 17622,078}{2} \cdot 370 + \frac{30004,076 + 48597,35}{2} \cdot 370$$

$$A_T = 21304600,56\,N \cdot m$$



3 VÝPOČET POHONU

Pro výběr pohonné jednotky bylo nejprve nutné dopočítat požadované základní parametry pohonu dopravníku.

3.1 VÝPOČET POŽADOVANÝCH PARAMETRŮ POHONNÉ JEDNOTKY

3.1.1 POTŘEBNÝ KROUTICÍ MOMENT

$$M_K = F_U \cdot \frac{D_B}{2} \quad (38)$$

$$M_K = 18538,032 \cdot \frac{0,416}{2}$$

$$M_K = 3855,911 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$D_B = 0,416 \text{ m}$ je průměr poháněcího bubnu volený ze základních hodnot uvedených v normě ISO 1536 [8, str. 3]

3.1.2 POŽADOVANÉ VÝSTUPNÍ OTÁČKY

$$n = \frac{v}{\pi \cdot D_B} \quad (39)$$

$$n = \frac{2 \cdot 60}{\pi \cdot 0,416}$$

$$n = 92 \text{ min}^{-1}$$

3.1.3 POTŘEBNÝ PŘEVODOVÝ POMĚR PŘEVODOVKY

$$i_p = \frac{\pi \cdot n_M \cdot D_B}{60 \cdot v} \quad (40)$$

$$i_p = \frac{\pi \cdot 1478 \cdot 0,416}{60 \cdot 2}$$

$$i_p = 16,1$$

3.2 NÁVRH POHONNÉ JEDNOTKY

Návrh pohonu byl uskutečněn ve spolupráci s firmou SEW-EURODRIVE. Převodovka byla konfigurována pomocí firemního softwaru SEW Workbench 2.9 pro co nejlepší optimalizaci navrhovaného pohonu pro danou aplikaci.

Dopravník bude pohánět asynchronní elektromotor připojený pomocí adaptéru ke kuželočelní převodovce. Pozvolný rozjezd dopravníku je uvažován pomocí softstartéru.



Před samotným výpočtem bylo nejprve nutné zvolit provozní podmínky a faktory. Podklady pro jejich určení jsou v katalogu výrobce [16].

3.2.1 PROVOZNÍ PODMÍNKY A FAKTORY

Provozní podmínky a faktory slouží k bližší specifikaci nároků kladených na provoz pohonu.

PROVOZNÍ PODMÍNKY

Teplota okolního prostředí:	(-20 až 40) °C
Nadmořská výška:	<1000 m
Počet provozních hodin za den:	>10 hod.
Počet přetížení za hodinu:	1 až 5

PROVOZNÍ FAKTORY

$F_{Smin} = 1,4$	je minimální hodnota servisního faktoru, která zohledňuje typ poháněného zařízení a počet provozních hodin za den
$F_F = 1$	- faktor přetížení pohonu stanovený na základě počtu přetížení za hodinu
$F_{start} = 1,8$	- spouštěcí faktor zohledňující přetížení pohonu vlivem rozběhu pomocí softstartéru

3.2.2 VYBRANÁ POHONNÁ JEDNOTKA

V následující tab. 8 a tab. 9 jsou uvedeny základní parametry pohonné jednotky navržené na základě výsledků výpočtu.

Tab. 8 Parametry elektromotoru

Typ motoru	DRE225M4
Jmenovitý výkon P_M [kW]	45
Jmenovité otáčky n_M [min ⁻¹]	1478
Jmenovitý krouticí moment [N·m]	290
Hmotnost m_M [kg]	315

Tab. 9 Parametry kuželové převodovky

Typ převodovky	X3KA100/T
Skutečné převodové číslo i [-]	15,08
Jmenovitý výkon [kW]	72
Jmenovitý krouticí moment M_P [N·m]	6 800
Uzávěr zpětného chodu [N·m]	1 480
Výstupní otáčky n_P [min ⁻¹]	98
Hmotnost m_P [kg]	245



3.2.3 TEPELNÁ BILANCE PŘEVODOVKY

Výpis z výpočtu tepelné bilance převodovky provedené pomocí firemního programu SEW XApplet 2.6 je v příloze I. Vypočtené hodnoty jsou platné pouze pro vybraný syntetický převodový olej Mobilgear SHC XMP 320. Převodovka není vybavena přídavným chlazením a je mazána broděním ozubených kol v olejové lázni. V tab. 10 jsou uvedeny parametry oleje a účinnost převodovky při maximální uvažované teplotě okolí 40°C. Tedy za nejhorších provozních podmínek.

Tab. 10 Tepelná bilance převodovky při maximální uvažované teplotě okolí 40°C

Účinnost převodovky η_p [-]	0,975
Viskozita oleje [cSt]	75
Maximální teplota oleje [°C]	78
Životnost oleje (max. 5 let) [hod.]	12 300 až 16 400

3.3 KONTROLNÍ VÝPOČET

V této kapitole je uveden ruční kontrolní výpočet. Výpočet vychází z firemního katalogu [16].

3.3.1 POŽADOVANÝ JMENOVITÝ KROUTICÍ MOMENT PŘEVODOVKY

$$M_p \geq M_K \cdot F_{s \min} \quad (41)$$

$$M_p \geq 3855,911 \cdot 1,4$$

$$6800 N \cdot m \geq 5398,275 N \cdot m \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

3.3.2 DOVOLENÝ KROUTICÍ MOMENT BĚHEM CHVILKOVÉHO PŘETÍŽENÍ

$$M_D = \frac{2 \cdot M_p}{F_F} \quad (42)$$

$$M_D = \frac{2 \cdot 6800}{1}$$

$$M_D = 13600 N \cdot m$$



3.3.3 KONTROLA PŘETÍŽENÍ

$$M_D \geq \frac{P_M \cdot \eta_P \cdot F_{start}}{2 \cdot \pi \cdot n_P} \quad (43)$$

$$M_D \geq \frac{45000 \cdot 0,975 \cdot 1,8 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 98}$$

$$13600 \text{ N} \cdot \text{m} \geq 7695,466 \text{ N} \cdot \text{m} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

3.3.4 OVĚŘENÍ MOŽNOSTI POUŽITÍ ADAPTÉRU PRO MOTOR

Následující výpočet je pro ověření možnosti použít adaptér pro připojení motoru. Výpočet je proveden podle vzorců z katalogu výrobce [16].

$$m_M \leq 1,5 \cdot m_P \quad (44)$$

$$315 \leq 1,5 \cdot 245$$

$$315 \text{ kg} \leq 367,5 \text{ kg} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$m_M \cdot x < m_N \cdot y \quad (45)$$

$$315 \cdot 0,264 < 400 \cdot 0,42 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

$m_N = 400 \text{ kg}$ je maximální hmotnost motoru pro adaptér s přírubou IEC 225

$x = 0,264 \text{ m}$ - poloha těžiště použitého motoru DRE225M4

$y = 0,42 \text{ m}$ - poloha těžiště motoru s maximální hmotností

3.4 PARAMETRY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU PŘI POUŽITÍ NAVRŽENÉHO POHONU

3.4.1 SKUTEČNÁ RYCHLOST PÁSU

$$v' = v \cdot \frac{i_P}{i} \quad (46)$$

$$v' = 2 \cdot \frac{16,1}{15,08}$$

$$v' = 2,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

3.4.2 NEJVĚTŠÍ SKUTEČNÝ HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m' = S \cdot v' \cdot k \cdot \rho \quad (47)$$

$$I_m' = 0,0375 \cdot 2,1 \cdot 0,983 \cdot 900 \cdot 3600$$

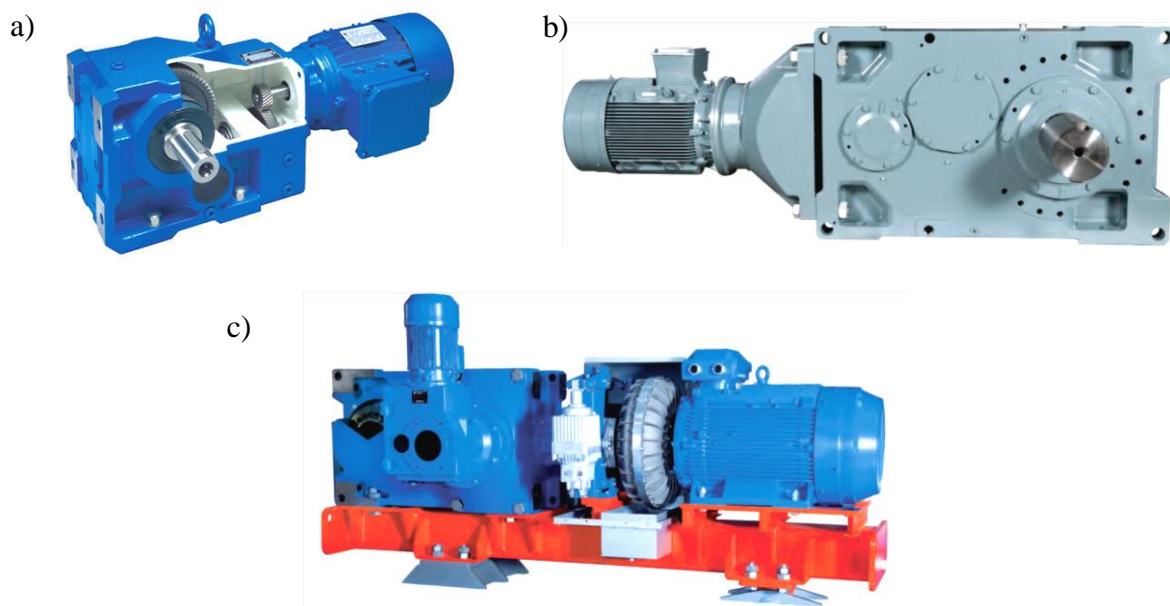
$$I_m' = 250812,45 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

4 POHON PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Pohon celého pásového dopravníku zajišťuje stanice pohonu. V případě přestavitelného pásového dopravníku se jedná o samostatnou část dopravníku, která je spojena s jeho tratí. Pohon se skládá z pohonné jednotky a poháněcího bubnu. Podle počtu poháněcích bubnů rozlišujeme pohon jednobubnový nebo dvoububnový. Dvoububnový pohon je výhodné použít, pokud je požadovaná obvodová síla na poháněcím bubnu příliš velká. Nemusí se pak volit pás s tak velkou pevností v tahu jak při využití jednobubnového pohonu (menší síly v pásu). Jednobubnový pohon není možné použít, když jsou potřeba příliš velké výkony, kterých by jediná pohonná jednotka nebyla schopna.

4.1 POHONNÉ JEDNOTKY

Pro pohon pásového dopravníku je nejčastěji použit velmi rozšířený asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko, který je připojen k převodovce. Tento celek pak tvoří pohonnou jednotku. Nejběžnější provedení pohonných jednotek jsou zobrazeny na obr. 17. K pohonu malých a středních pásových dopravníků se využívá převodového motoru (obr. 17a). Výhodou tohoto typu pohonné jednotky je, že na hřídeli motoru je nasazen pastorek prvního převodového stupně. Ušetří se tak jeden hřídel a dvě ložiska, kterých by bylo třeba k jeho uložení. Dalším typem pohonné jednotky je převodovka opatřená adaptérem pro připojení motoru (obr. 17b). V tomto případě je hřídel motoru se vstupním hřídelem převodovky spojen spojkou. Při velkých výkonech a krouticích momentech potřebných pro pohon dlouhých dopravníků jsou jednotlivé komponenty pohonné jednotky umístěny na samostatném rámu (obr. 17c). Mezi motor a převodovku je pak možné umístit rozběhovou spojkou, která zajistí plynulejší rozjezd dopravníku.



Obr. 17 Pohonné jednotky [17]

4.2 ROZBĚH ASYNCHRONNÍHO MOTORU S KOTVOU NAKRÁTKO

Nevýhodou asynchronních motorů je nevhodná momentová charakteristika pro pohon dopravníků a velký proudový ráz při rozběhu. Tyto nevýhody se nejvíce projeví, pokud je motor připojen běžným přímým připojením na síť. Z tohoto důvodu se často volí jiný způsob připojení, což výrazně ovlivní chování motoru při rozběhu.

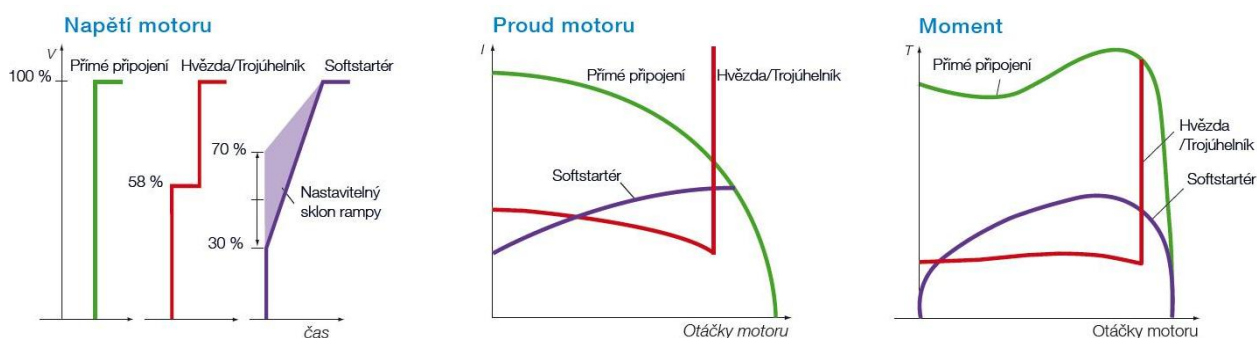
Možnosti rozběhu asynchronního motoru s kotvou nakrátko:

- přímým připojením na síť
- kombinací hvězda/trojúhelník
- frekvenčním měničem
- softstartérem

Rozběh motoru kombinací hvězda/trojúhelník je určen pro aplikace, kdy je motor při rozběhu zatížen jen částečně (čerpadla, ventilátory). Nevýhodou je, že při přepnutí z hvězdy do trojúhelníku dochází k velkým proudovým a momentovým špičkám.

Použije-li se ke spouštění motoru softstartér dojde k pozvolnému rozběhu pomocí zvyšujícího se napětí na svorkách motoru. Nastavitelný sklon napěťové rampy umožňuje postupné zvyšování napětí a tím i momentu během požadovaného časového intervalu.

Použití frekvenčního měniče je nejdražší varianta. Je možné docílit v podstatě ideálního rozběhu i zastavení. Využívá se hlavně v případech, kdy je potřeba regulovat otáčky motoru.

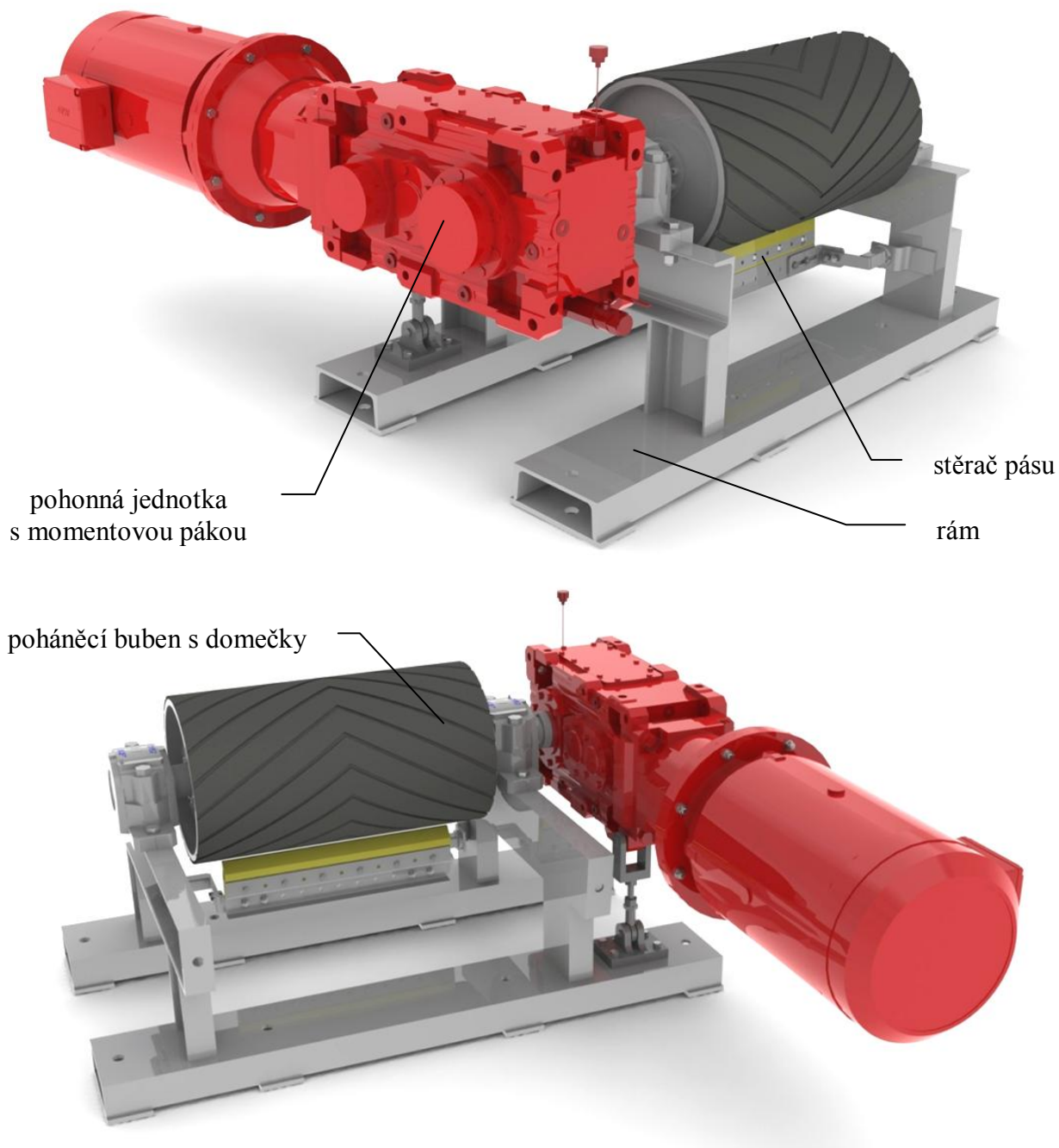


Obr. 18 Rozdíly mezi rozběhy AM s kotvou nakrátko [18]



5 KONSTRUKCE STANICE POHONU

Stanice pohonu byla navržena s ohledem na výsledky výpočtu dopravníku (kap. 2) a pohonu (kap. 3). Jedná se o jednobubnový pohon. Navržená stanice se skládá z nosného rámu a pohonné jednotky s momentovou pákou nasunuté na hřídeli poháněcího bubnu (obr. 19). Hřídel bubnu je uložen v ložiskových domečkách, které jsou spojeny s rámem šroubovým spojem. Provedený návrh stanice je kompaktní a umožňuje různé druhy montáže. Celá stanice pohonu může být buď ukotvena pomocí kotevních šroubů do betonu, nebo přimontována šrouby k nějaké již existující konstrukci. Čištění pásu dopravníku je zajištěno spodním (sekundárním) stěračem pásu umístěným za poháněcím bubnem ve spodní větvi dopravníku.



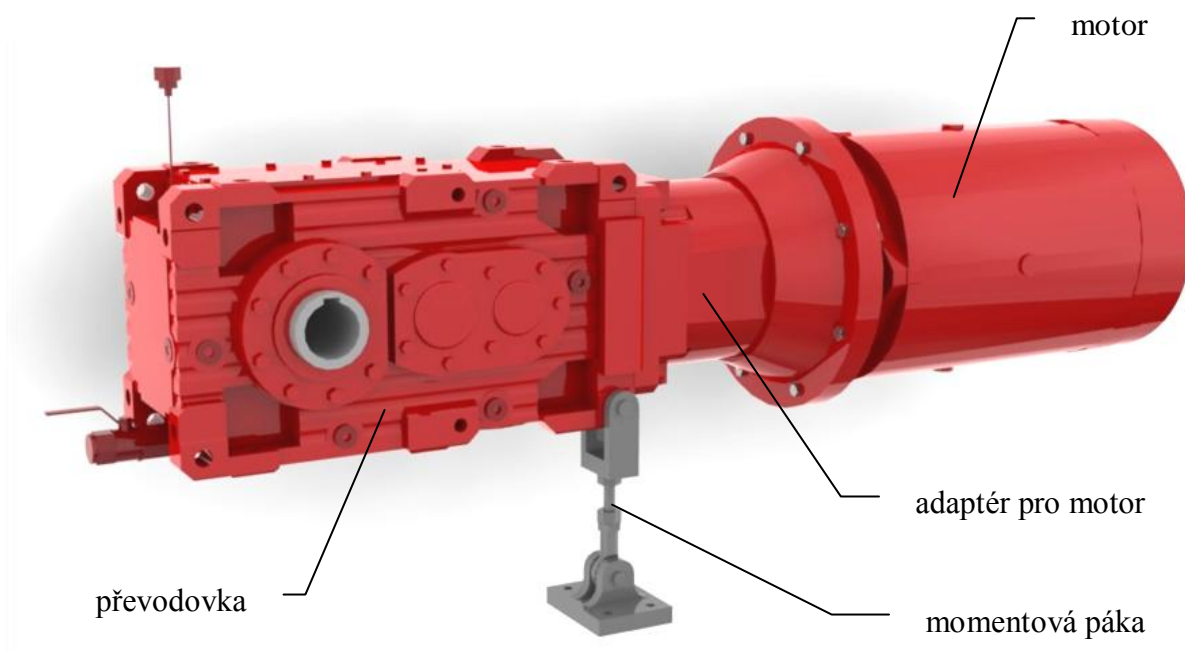
Obr. 19 Stanice pohonu



5.1 POHONNÁ JEDNOTKA

Pohon byl vybrán ve spolupráci s firmou SEW-EURODRIVE (viz kap. 3.2). Jedná se o jednoho z předních celosvětových dodavatelů pohonných systémů. Návrh pohonů je založen na rozsáhlém modulárním systému, který tato firma nabízí.

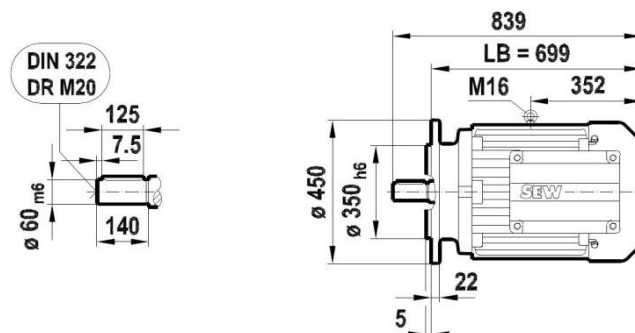
Pohonná jednotka se skládá z průmyslové kuželočelní převodovky X3KA100 s momentovou pákou a asynchronního elektromotoru s kotvou nakrátko DRE225M4 (obr. 20). Pro připojení motoru k převodovce slouží adaptér pro motor. Výstupní hřídel předovky je dutý. Pohonná jednotka je nasunuta na hřídeli poháněcího bubnu dopravníku a podepřena momentovou pákou. Toto řešení jednoduché a odpadá zde nutnost použití podpěrné konstrukce pro montáž jednotlivých částí pohonné jednotky. Pozvolný rozjezd, který je u dlouhých dopravníků nezbytný zajišťuje softstartér řady PSS od firmy ABB.



Obr. 20 Pohonná jednotka

5.1.1 MOTOR

Byl zvolen třífázový asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko z důvodu vysoké spolehlivosti, nízké ceny a minimálních požadavků na údržbu. Dalším důvodem pro tuto volbu bylo i velké množství variant dostupných na trhu. Pro pohon dopravníku je použit čtyřpólový motor DRE225M4 o výkonu 45 kW se standardizovanou IEC přírubou pro montáž (obr. 21). Elektromotor patří do třídy účinnosti IE2 (zvýšená účinnost) definované normou ČSN EN (IEC) 60034-1. Vzhledem k použití má motor stupeň krytí IP65 dle IEC 60529 a izolaci třídy F.



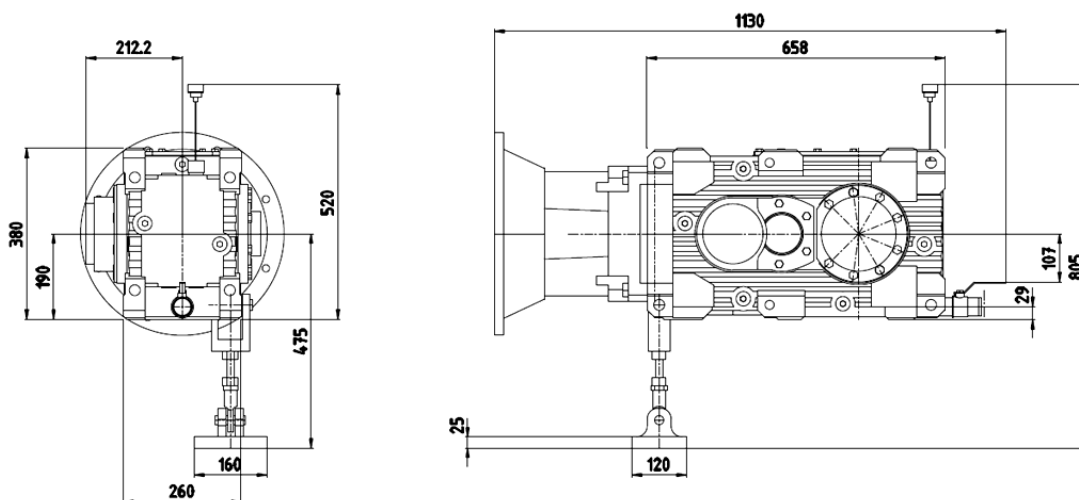
Obr. 21 Elektromotor DRE225M4 - rozměry [19]

Tab. 11 Parametry elektromotoru DRE225M4

Jmenovitý výkon P_M [kW]	45
Jmenovité otáčky n_M [min ⁻¹]	1478
Jmenovitý krouticí moment [N·m]	290
Jmenovité napětí [V]	400/690
Jmenovitý proud [A]	84/48,5
Frekvence [Hz]	50
Účinník [-]	0,83
Hmotnost m_M [kg]	315

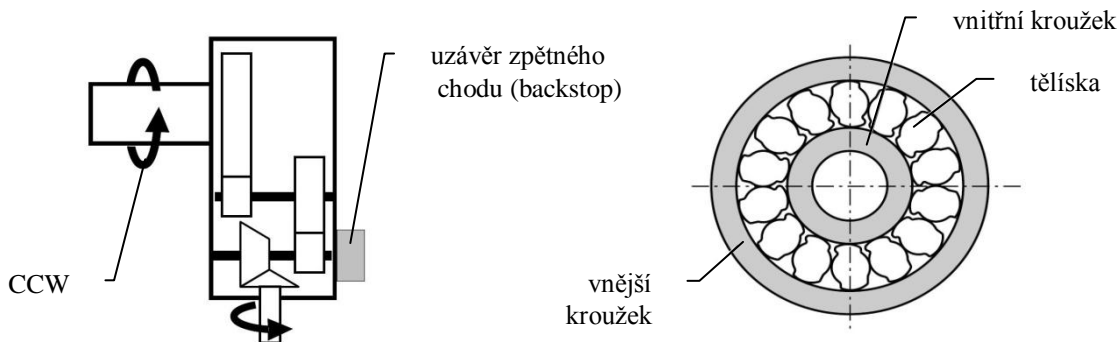
5.1.2 PŘEVODOVKA

Pro získání požadovaného krouticího momentu a otáček na poháněcím bubnu byla zvolena třístupňová kuželočelní převodovka s momentovou pákou X3KA100/T (obr. 22). Skříň převodovky je nedělená (odlitek ze šedé litiny). Jedná se o robustní průmyslovou převodovku s velkým rozsahem příslušenství, univerzální montážní polohou a různými možnostmi chlazení i mazání (broděním, ponorné, tlakové). Vybraná převodovka má dutý výstupní hřídel s drážkou pro pero.



Obr. 22 Převodovka X3KA100/T [19]

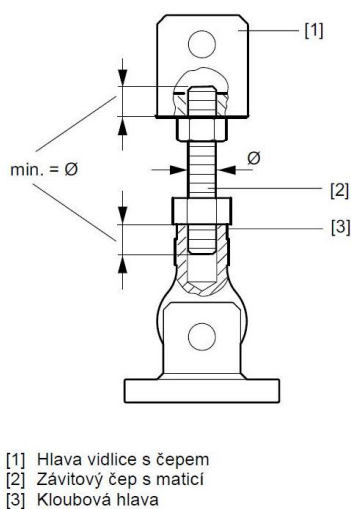
Kvůli zabránění zpětného chodu dopravníku při jeho zastavení je převodovka vybavena uzávěrem zpětného chodu (backstop). Výstupní hřídel převodovky se tak může otáčet pouze proti směru hodinových ručiček což je značeno zkratkou CCW (counterclockwise). Uzávěr zpětného chodu je vlastně volnoběžná spojka fungující na principu vhodně tvarovaných tělísek (obr. 24) umožňujících otáčení hřídele pouze v jednom smyslu. Při opačném smyslu otáčení dojde k samosvornému zaklínění tělísek.



Obr. 23 Směry otáčení hřídelů a poloha uzávěru zpětného chodu [16]

Obr. 24 Uzávěr zpětného chodu [20]

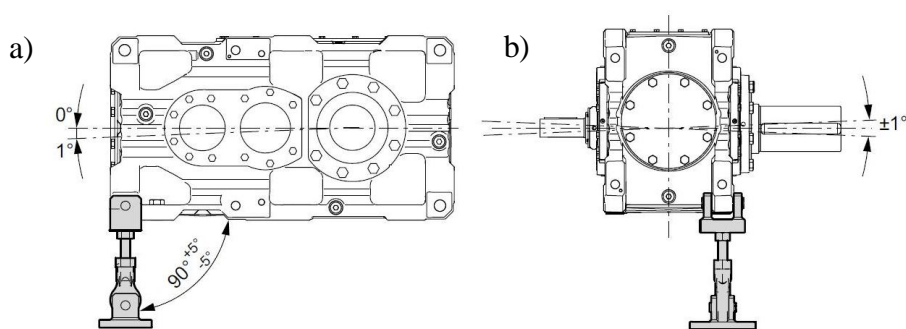
Momentová páka se skládá ze závitového čepu zakončeného na jedné straně vidlicí pro uchycení převodovky a na straně druhé kloubovou hlavou s dosedací plochou pro montáž (obr. 25). Úkolem momentové páky je podpírat celou pohonnou jednotku a zároveň zachycovat reakční moment. K převodovce je uchycena na straně, která je blíže k dopravníku pro snížení velikosti ohybového momentu na hřídeli poháněcího bubnu.



- [1] Hlava vidlice s čepem
- [2] Závitový čep s maticí
- [3] Kloubová hlava

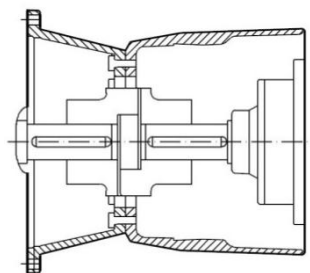
Obr. 25 Momentová páka [21]

Páka je výškově nastavitelná (± 20 mm) a poskytuje tak možnost horizontálního vyrovnaní převodovky (obr. 26a). Kloubová hlava kompenzuje montážní nepřesnosti pro bezproblémový chod převodovky (obr. 26b).



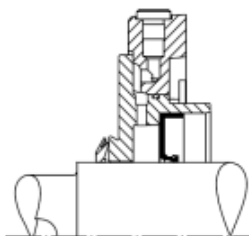
Obr. 26 Vyrovnání převodovky [21]

Adaptér pro motor slouží k připojení motoru k převodovce pomocí IEC příruby (obr. 27). Kontrola možnosti jeho použití je v kapitole 3.3.4. Spojení hřídele motoru se vstupním hřídelem převodovky je realizováno pomocí pružné spojky.

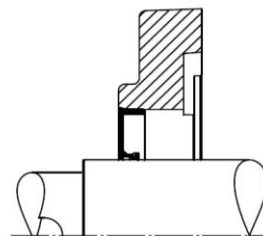


Obr. 27 Adaptér pro motor s pružnou spojkou [16]

Na výstupním hřídeli převodovky je umístěn hřídelový těsnicí kroužek s prachovkou (obr. 28). Vstupní hřídel je chráněn proti nečistotám adaptérem pro připojení motoru, a proto je zde použit pouze standardní hřídelový těsnicí kroužek s protiprachovým těsnícím břitem (obr. 29). Těsnění jsou nesmírně důležitá pro zabránění vniknutí prachu nebo částic do převodovky.



Obr. 28 Hřídelový těsnicí kroužek s prachovkou [16]



Obr. 29 Hřídelový těsnicí kroužek s protiprachovým těsnícím břitem [16]



Tab. 12 Parametry převodovky X3KA100/T

Jmenovitý výkon [kW]	72
Jmenovitý krouticí moment M_N [N·m]	6 800
Uzávěr zpětného chodu [N·m]	1 480
Výstupní otáčky n_P [min ⁻¹]	98
Převodové číslo [-]	16
Hmotnost m_P [kg]	245

MAZÁNÍ

Převodovka je mazána rozstříkem způsobeným broděním ozubených kol v olejové lázni. Z důvodu pohodlné výměny oleje je vybavena vypouštěcím ventilem. Kontrola hladiny oleje je vizuální pomocí olejové měrky.

Umístění převodovky bude ve venkovním prostředí. Teplotní rozsah okolního prostředí byl proto volen (-20 až 40) °C. Při nízkých teplotách okolního prostředí vzroste viskozita oleje, což se negativně projeví během rozběhu převodovky. Dochází k přetěžování, dokud se olejová lázeň neohřeje na minimální provozní teplotu. Do převodovky je proto možné zabudovat ohřívač oleje s teplotním senzorem a termostatem, který udržuje minimální provozní teplotu oleje. Pro tuto aplikaci byl vybrán syntetický olej Mobilgear SHC XMP 320, který má široké spektrum provozních teplot. Použití ohřívače proto není nutné.

Tab. 13 Převodový olej

Převodový olej	Mobilgear SHC XMP 320
Třída viskozity dle ISO 3448	ISO VG 320 (viskozita 320 cSt při 40°C)
Provozní teplota [°C]	-25 až 40
Hustota při 15°C [g·cm ⁻³]	0,86
Množství oleje [l]	14

PŘÍSLUŠENSTVÍ

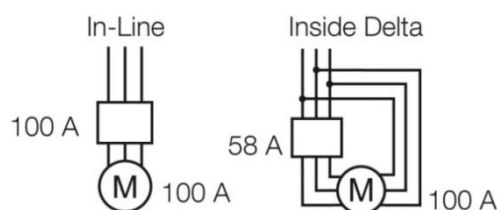
Při přenosu velkých krouticích momentů nastane potřeba chladit převodovku intenzivněji, aby nedocházelo k jejímu přehřívání. Výrobce proto nabízí tyto možnosti chlazení: chlazení větrákem, olejovodní chlazení, vodní chlazení vložky nebo horního víka převodovky. V tomto případě však nebylo přídatné chlazení nutné. Převodovku je dále možné vybavit senzory, spínači a diagnostickými systémy pro sledování provozních podmínek (např. teploty, vibrací, otáček).

5.1.3 SOFTSTARTÉR

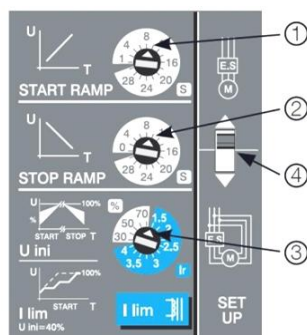
Dopravník se bude rozbíhat pomocí softstartéru flexibilní řady PSS od firmy ABB (obr. 30). Princip rozběhu pomocí softstartéru byl vysvětlen v kapitole 4.2. Vzhledem k velké délce dopravníku se jedná o těžký rozběh, a proto musí být vybraný softstartér předimenzován o jednu výkonovou řadu. Zapojení softstartéru nebude přímé (in-line), ale uvnitř trojúhelníku (inside delta) (obr. 31). Toto zapojení je výhodnější, protože se sníží proud protékající softstartérem o $1/\sqrt{3}$ a je pak možné vybrat nižší proudovou hodnotu softstartéru. Náklady na pořízení tak v tomto případě klesnou o dvě třetiny. Nevýhodou tohoto zapojení je snad jedině to, že k motoru vedou dva třížilové kabely. Na obr. 32 jsou zobrazeny ovládací prvky softstartéru pro nastavení napěťových ramp.



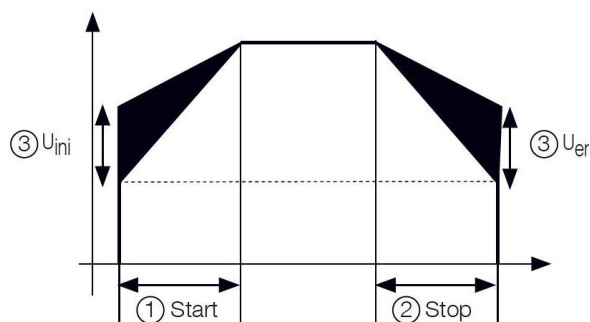
Obr. 30 Softstartér [18]



Obr. 31 Zapojení softstartéru [18]



- ① doba rampy při rozběhu (1 až 30) s
- ② doba rampy při doběhu (0 až 30) s



- ③ počáteční napětí (40 až 70) %
- ④ přepínač pro zapojení in-line/inside delta

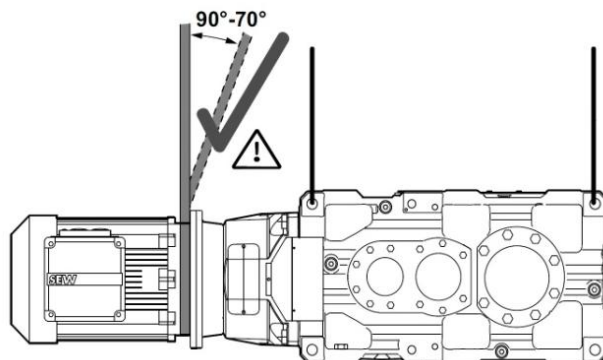
Obr. 32 Nastavení softstartéru [18]

Tab. 14 Parametry softstartéru PSS60/105-500L

Sdružené napětí sítě [V]	230 - 500
Výkon [kW]	30
Proud [A]	60
Ovládací napětí [V]	220 - 240

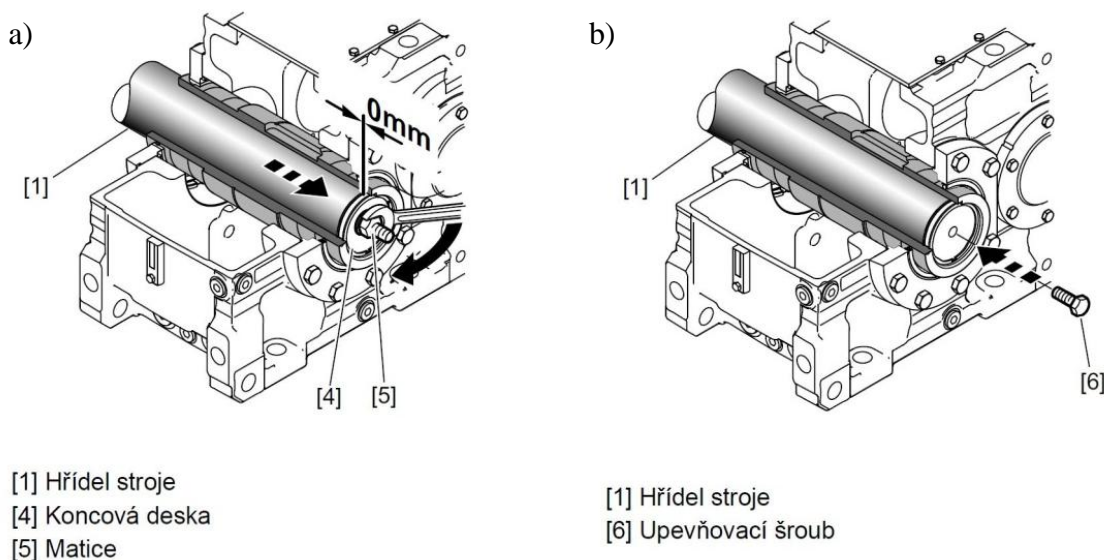
5.1.4 MONTÁŽ POHONNÉ JEDNOTKY

Pro provedení montáže je zapotřebí zvednout pohonnou jednotku pomocí svisle zavěšených zvedacích lan, řetězů nebo pásů (obr. 31).



Obr. 33 Manipulace s pohonnou jednotkou [21]

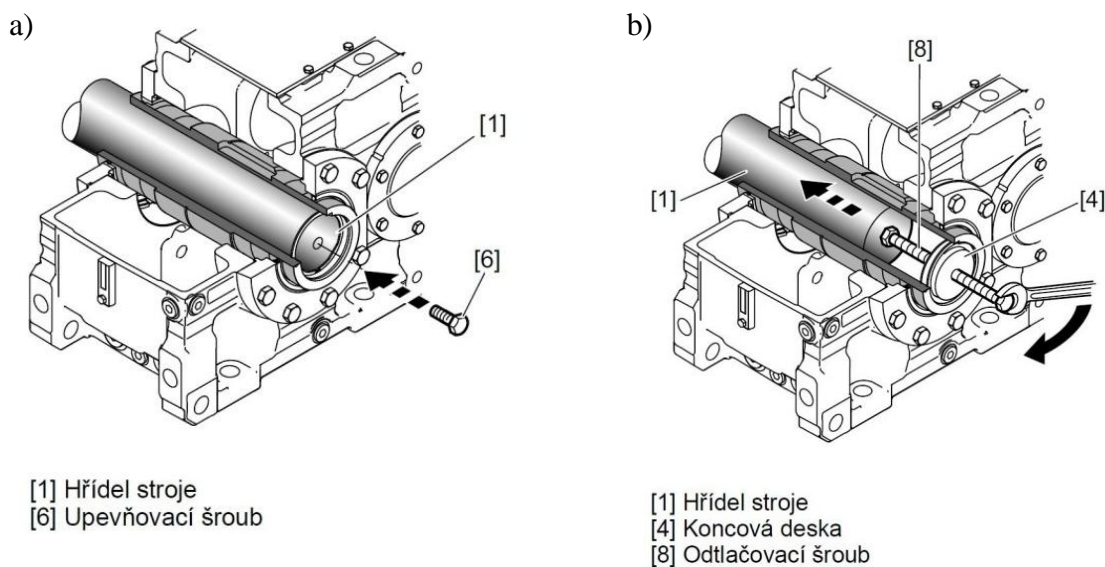
Nejprve je nutné přidělat koncovou desku a zajistit ji pomocí pojistných kroužků. Do hřídele poháněcího bubnu se následně zašroubuje závitová tyč s maticí. Utahováním matice se pak vtahuje hřídel, dokud jeho čelo nedosedne na koncovou desku (obr. 32a). Nakonec se závitová tyč vyšroubuje a hřídel se zajistí upevňovacím šroubem (obr. 32b).



Obr. 34 Nasunutí převodovky na hřídel [21]

5.1.5 DEMONTÁŽ POHONNÉ JEDNOTKY

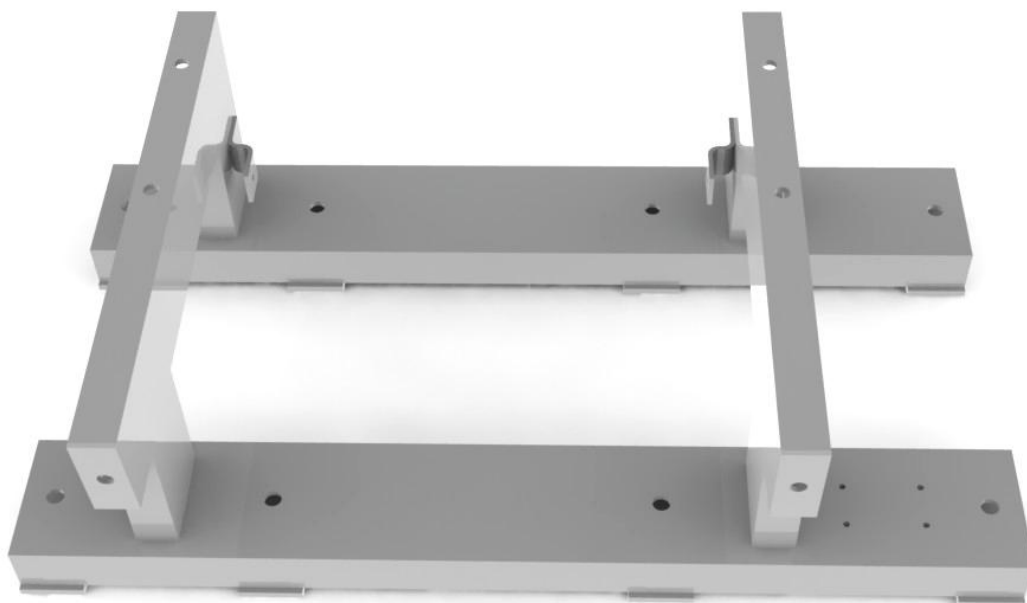
Pro demontáž pohonné jednotky se odstraní koncová deska a do hřídele poháněcího bubnu se zašroubuje upevňovací šroub, aby ochránil závit v hřídeli (obr. 33a). Otočená koncová deska se pak opět přidělá a zajistí pojistnými kroužky. Zašroubováním odtlačovacího šroubu do koncové desky dojde k vytlačení hřídele z převodovky (obr. 33b).



Obr. 35 Demontáž převodovky [21]

5.2 RÁM

Byl proveden návrh rámu pro umístění všech komponent stanice pohonu (obr. 33). Jedná se o svařovanou konstrukci z normalizovaných U profilů (ČSN 42 5570) vyrobených ze zaručeně svařitelného materiálu (konstrukční ocel ČSN 11 373). Pro svaření byla vybrána běžná metoda ručního obloukového svařování obalenou elektrodou. Rám se k trati připojuje šroubovým spojem.



Obr. 36 Rám



5.3 CENOVÁ KALKULACE

Spíše pouze pro přibližnou představu byly zjištěny ceny jednotlivých částí navržené stanice pohonu (viz tab. 15). Cenu poháněcího bubnu se nepodařilo zjistit, a proto se jedná pouze o odhad.

Tab. 15 Cenová kalkulace

Položka	Cena [Kč]
Pohonná jednotka	238 000
Převodový olej Mobilgear SHC XMP 320 (20 litrů)	8 000
Softstartér	13 000
Poháněcí buben s domečky (odhadovaná cena)	35 000
Stěrač pásu	20 000
Rám (čistě materiál pro výrobu)	5 000
Celková cena	319 000 Kč bez DPH



6 ROZBOR DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

6.1 HNĚDÉ UHLÍ

Hnědé uhlí je významnou energetickou surovinou, která je v ČR dosud hlavním zdrojem energie. Je to nerost, z něhož je možné získat spalováním energii. Jedná se o fosilní palivo. Nejčastěji se těží povrchovým způsobem a to v povrchových dolech. Mezi nejvýznamnější česká ložiska hnědého uhlí patří tyto hnědouhelné pánve: žitavská, severočeská, sokolovská a chebská. Největším zdrojem hnědého uhlí je v současné době severočeská pánev. Využití hnědého uhlí záleží především na jeho přesném chemickém složení. Hlavní oblast využití je však především v energetice. V nemalé míře se používá ale i v chemickém průmyslu. Cena hnědého uhlí je závislá na jeho výhřevnosti a zrnitosti.

6.2 VLASTNOSTI SYPKÝCH HMOT

Pro správný návrh pásového dopravníku bylo nutné se s vlastnostmi dopravovaného materiálu nejenom seznámit, ale také je při návrhu zohlednit. Informace o dopravovaném materiálu byly čerpány z normy ČSN 26 0070 [4].

Mezi hlavní a nejdůležitější vlastnosti sypkých hmot patří: objemová sypná hmotnost, zrnitost, sypnost, abrazivnost a vlhkost. Klasifikací a označováním sypkých hmot dopravovaných na dopravních zařízeních se zabývá česká norma ČSN 26 0070.

6.2.1 SYPNÁ HMOTNOST

Objemová sypná hmotnost je hmotností objemové jednotky sypké hmoty ve volně sypaném stavu. Nejčastěji se uvádí v kilogramech na metr krychlový.

6.2.2 ZRNITOST

Zrnitost je dána rozměrem a tvarem zrn sypké hmoty. Rozměr zrna je určen největším rozměrem částice z dopravovaného množství. Na základě poměru mezi rozměrem největšího a nejmenšího zrna se sypké hmoty rozdělují na tříděné a netříděné. U tříděných sypkých hmot musí být tento poměr menší nebo roven 2,5. Zrno se dále rozděluje ještě podle tvaru do šesti skupin.

6.2.3 SYPNOST (SOUDRŽNOST)

Sypnost (soudržnost) je v normě [4] popsána takto: „*Soudržnost sypké hmoty je dána vzájemným silovým působením jednotlivých zrn. Soudržnost – sypnost sypké hmoty je charakterizována sypným úhlem.*“ Sypný úhel je úhel mezi povrchem volně sypané sypké hmoty a vodorovnou rovinou, na kterou byla nasypána. Udává se ve stupních.



6.2.4 ABRAZIVNOST

Norma [4] uvádí tuto definici: „Abrazivnost je kombinace vlastností sypkých hmot, které způsobují odírání povrchu vlastních částic a povrchu dopravního zařízení, s kterým přichází do styku.“ Abrazivnost se vyjadřuje součinitelem abrazivnosti (bezrozměrné číslo), který se spočte součinem dalších součinitelů podle vzorce (48).

$$\chi = \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot \beta_3 \cdot \beta_4 [-] \quad (48)$$

kde:

- β_1 je součinitel tvrdosti (Mohsova stupnice tvrdosti)
- β_2 - součinitel hmotnosti
- β_3 - součinitel tvaru zrn (kulatá, zaoblená – částečně hranatá, ostrohranná)
- β_4 - součinitel rozměrů zrn

6.2.5 VLHKOST

Vlhkost sypké hmoty je dána poměrem hmotností podle vzorce (49) a uvádí se v procentech.

$$vlhkost = \frac{m_1 - m_2}{m_1} \cdot 100 [\%] \quad (49)$$

kde:

- m_1 je hmotnost vlhké hmoty
- m_2 - hmotnost suché hmoty

6.2.6 POPISOVÝ ZNAK KLASIFIKACE SYPKÝCH HMOT

Norma ČSN 26 0070 zavádí popisový znak pro klasifikaci sypkých hmot, který obsahuje název sypké hmoty, hodnotu objemové sypné hmotnosti a klasifikační znak sypké hmoty. Klasifikační znak sypké hmoty je složen z třídících ukazatelů. Mezi tyto třídící ukazatele patří: rozměr, sypnost, abrazivnost, obecné vlastnosti a rizikové vlivy při dopravě. Každý třídící ukazatel má svůj způsob značení, pomocí kterého ho lze blíže charakterizovat. Značení je uvedeno v tabulce A1, která je součástí normy [4].

6.2.7 CHARAKTERISTIKA HNĚDÉHO UHLÍ

Řešený představitelný pásový dopravník dopravuje těžené hnědé uhlí s objemovou sypnou hmotností $\rho = 900 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Jedná se o normálně sypkou hmotu střední zrnitosti (14 až 75) mm a malé abrazivnosti. Obecná vlastnost a rizikový vliv při dopravě těžného hnědého uhlí je drobivost. Drobivost je vlastnost sypké hmoty, která má za následek samovolné nebo mechanickými vlivy způsobené zmenšování rozměru zrn. Během dopravy na dopravním



zařízení může tedy vlivem drobivosti docházet ke změnám chování dopravované sypké hmoty.

Popisový znak zadané sypké hmoty dle ČSN 26 0070 [4]:

Těžené hnědé uhlí – $900 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ – D₁ 35 Q

Třídící ukazatelé a význam jejich označení v klasifikačním znaku:

Rozměr: D₁ - středně zrnité (14 až 75) mm

Sypnost: 3 - normálně sypké, maximální velikost sypného úhlu 30°

Abrazivnost: 5 - málo abrazivní, součinitel abrazivnosti 1 až 17

Obecné vlastnosti a rizikové vlivy při dopravě: Q – drobivost

6.3 ALTERNATIVNÍ MATERIÁLY PRO DOPRAVU

Tato kapitola se snaží co nejbližší specifikovat alternativní materiál, pro dopravu navrženým představitelným pásovým dopravníkem. Možnost přepravy jiné sypké hmoty závisí především na jejich vlastnostech.

Při použití alternativního materiálu pro dopravu je důležité, aby zůstal zachován zadaný hmotnostní dopravní výkon, na který byl dopravník navržen. Dopravní výkon se vypočítá podle vzorce (50).

$$Q = S \cdot k \cdot v \cdot \rho \quad (50)$$

Jeho hodnota tedy závisí na rychlosti pásu, sypné hmotnosti materiálu a průřezu náplně pásu, který je korigován součinitelem sklonu dopravníku. Dojde-li ke změně materiálu, změní se průřez i jeho součinitel vlivem změny dynamického sypného úhlu. Ostatní hodnoty veličin pro výpočet průřezu a jeho součinitele zůstanou zachovány. Jsou totiž dány konstrukcí a parametry dopravníku. Konkrétně sklonem dopravníku, druhem válečkové stolice a šířkou dopravního pásu. Vlivem změny materiálu, se pak samozřejmě změní i hodnota sypné hmotnosti ve vzorci (50). Výsledný dopravní výkon pak musí vyhovovat zadání.

Na možnost přepravy alternativního materiálu má významný vliv i rychlost pásu dopravníku a musí k ní být náležitě přihlíženo. V tomto případě je rychlost pásu $v = 2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Dopravní pás musí být opatřen vhodnou krycí vrstvou, která bude dostatečně odolná proti působení daného materiálu. Je třeba sledovat i rozsah pracovních teplot pásu, který je u zvoleného dopravního pásu (-40 až 60) °C. Vydrží však i chvilkové přehřátí na 100 °C.

NAVRHOVANÉ ALTERNATIVNÍ MATERIÁLY

V tab. 16 jsou uvedeny některé navrhované alternativní materiály spolu s jejich sypnými hmotnostmi a hodnotami dynamických sypných úhlů. Pro ověření možnosti použití těchto materiálů byly použity střední hodnoty vlastností uvedených v této tabulce. Údaje byly čerpány z literatury [7].



Tab. 16 Alternativní materiály

Materiál	Sypná hmotnost ρ [kg·m ⁻³]	Dynamický sypný úhel Θ [°]
Hlína suchá	960 až 1200	20
Hlína těžená	1200	20
Kámen drcený	1500 až 2100	15
Písek suchý	1300 až 1600	10 až 15
Písek mokrý	1800 až 2100	10 až 15
Ruda železná	2100 až 3000	15
Štěrkopísek	1700 až 1950	18
Štěrk	1390 až 1440	25
Uhlí černé	850 až 1100	15 až 18
Vápenec drcený	1360 až 1440	15



ZÁVĚR

Výsledkem této bakalářské práce je návrh stanice pohonu splňující parametry zadaného přestavitelného pásového dopravníku pro přepravu hnědého uhlí. Výpočet pásového dopravníku byl proveden podle normy ČSN ISO 5048. Na základě výpočtu byly vybrány a popsány důležité komponenty dopravníku. Dále byl proveden návrh pohonné jednotky, z kterého konstrukční řešení stanice pohonu vychází. Byl vypracován rozbor dopravovaného materiálu. Jako součást této práce byl nakreslen výkres svařovaného rámu a sestavný výkres stanice pohonu.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav – ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Vysoké učení technické v Brně: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s.
- [2] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky s nosnými válečky – Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1993. 16 s.
- [3] ČSN 26 3007. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky – Řady základních parametrů a rozměrů*. Praha: Český normalizační institut, 1993. 2 s.
- [4] ČSN 26 0070. *Klasifikace a označování sypkých hmot dopravovaných na dopravních zařízeních*. Praha: Český normalizační institut, 1993. 20 s.
- [5] ČSN ISO 1537. *Zařízení pro plynulou dopravu sypkých hmot – Pásové dopravníky s korytkovým dopravním profilem – Válečky*. Praha: Český normalizační institut, 1993. 8 s.
- [6] ČSN ISO 1535. *Zařízení pro plynulou dopravu sypkých hmot – Pásové dopravníky s korytkovým dopravním profilem – Dopravní pásy*. Praha: Český normalizační institut, 1993. 4 s.
- [7] POLÁK, J. – SLÍVA, A. – PAVLISKA, J. *Dopravní a manipulační zařízení I*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2001. 99 s. ISBN 80-248-0043-8.
- [8] ČSN ISO 1536. *Zařízení pro plynulou dopravu sypkých hmot – Pásové dopravníky s korytkovým dopravním profilem – Bubny*. Praha: Český normalizační institut, 1993. 4 s.
- [9] LEINVEBER, Jan – VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [10] SVOBODA, P. – BRANDEJS, J. – PROKEŠ, F. *Výběr z norem pro konstrukční cvičení*. 3. vyd. Brno: CERM, 2009. 223 s. ISBN 978-80-7204-636-2.
- [11] SVOBODA, Pavel aj. *Základy konstruování*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007. 203 s. ISBN 978-80-7204-535-8.



INTERNETOVÉ ZDROJE

- [12] *TRANSROLL – Strojírenská firma dopravní komponenty* [online]. c2012.
Dostupné z: <www.transroll.cz>.
- [13] *Trellex aramid conveyor belts* [online]. Malmö: Metso Minerals, 2002. 7 s.
Dostupné z: <<http://www.metso.com>>.
- [14] *Fitting the Hampus Secondary Scraper 9200* [online]. 2009. Skara: Vendig AB.
Dostupné z: <<http://www.vendig.se>>.
- [15] *Conveyor components: Conveyor pulley* [online]. Sandvik, 2003.
Dostupné z: <<http://www.mining.sandvik.com>>.
- [16] *Helical and bevel-helical gear units: X.. Series* [online]. Bruchsal: SEW-EURODRIVE, 2011. 570 s. Dostupné z: <<http://www.sew-eurodrive.cz/support>>.
- [17] *NORD – Katalog* [online]. c2012.
Dostupné z: <http://www2.nord.com/cms/cz/product_catalogue/product-catalogue.jsp>.
- [18] *Softstartéry* [online]. Brno: ABB s.r.o., 2011. 63 s.
Dostupné z: <<http://www.abb.cz>>.
- [19] *SEW-EURODRIVE Support: Dokumentace a software* [online]. c2010.
Dostupné z: <<http://www.sew-eurodrive.cz/support/index.php>>.
- [20] *Direction of rotation reversal: With installed backstop and freewheeling clutch* [online]. Bruchsal: SEW-EURODRIVE, 2010. 28 s.
Dostupné z: <<http://www.sew-eurodrive.cz/support>>.
- [21] *Čelní a kuželové převodovky: Konstrukční řada X..* [online]. Bruchsal: SEW-EURODRIVE, 2010. 232 s. Dostupné z: <<http://www.sew-eurodrive.cz/support>>.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

Označení	Název	Jednotka
A_T	Plocha omezená průběhem sil v dopravním pásu	$N \cdot m$
A_{T0}	Minimální plocha omezená průběhem sil v dopravním pásu	$N \cdot m$
b	Ložná šířka pásu	m
B	Šířka dopravního pásu	m
b_1	Světla šířka bočního vedení	m
C	Součinitel vedlejších odporů	-
D_B	Průměr poháněcího bubnu	m
E_P	Modul pružnosti dopravního pásu	$N \cdot mm^{-1}$
f	Globální součinitel tření	-
F_{DOV}	Dovolená síla v pásu	N
F_F	Faktor přetížení pohonu	-
F_H	Hlavní odpory	N
F_{Hd}	Hlavní odpory v dolní větvi dopravníku	N
F_{Hh}	Hlavní odpory v horní větvi dopravníku	N
F_N	Odpor v násypce	N
F_{N1}	Odpor v násypce vlivem urychlování dopravované hmoty	N
F_{N2}	Odpor tření dopravované hmoty o boční vedení v násypce	N
F_{N3}	Odpor bočního vedení za místem urychlování	N
F_{nap}	Napínací síla	N
F_P	Maximální přitlačná síla čističe pásu	N
F_r	Odpor čističe pásu	N
F_S	Přídavné odpory	N
F_{Smin}	Minimální hodnota servisního faktoru	-
F_{start}	Spouštěcí faktor	-
F_U	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu	N
F_V	Vedlejší odpory	N
F_Z	Odpor k překonání dopravní výšky	N
g	Tíhové zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
H	Dopravní výška	m
h_{rel}	Dovolený relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi	-
i	Skutečný převodový poměr převodovky	-
I_m	Největší hmotnostní dopravní výkon	$kg \cdot h^{-1}$
I_m'	Největší skutečný hmotnostní dopravní výkon	$kg \cdot h^{-1}$
i_P	Potřebný převodový poměr převodovky	-
k	Součinitel sklonu	-



k_1	Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu	-
l	Délka bočního vedení	m
L	Délka dopravníku	m
l_3	Délka středního válečku	m
l_b	Urychlovací délka	m
l_{bmin}	Minimální urychlovací délka	m
m_1	Hmotnost vlhké hmoty	kg
m_2	Hmotnost suché hmoty	kg
m_b	Hmotnost dopravního pásu	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}$
M_D	Dovolený krouticí moment během chvilkového přetížení	$\text{N}\cdot\text{m}$
M_K	Potřebný krouticí moment	$\text{N}\cdot\text{m}$
m_M	Hmotnost motoru	kg
m_N	Maximální hmotnost motoru pro adaptér s přírubou IEC 225	kg
m_P	Hmotnost převodovky	kg
M_P	Jmenovitý krouticí moment převodovky	$\text{N}\cdot\text{m}$
m_{rd}	Hmotnost rotujících částí válečku v dolní větvi dopravníku	kg
m_{rh}	Hmotnost rotujících částí válečku v horní větvi dopravníku	kg
n	Požadované výstupní otáčky z převodovky	min^{-1}
n_d	Počet válečků v dolní válečkové stoličce	-
n_h	Počet válečků v horní válečkové stoličce	-
n_M	Jmenovité otáčky motoru	min^{-1}
n_P	Výstupní otáčky z převodovky	min^{-1}
P_B	Provozní výkon na poháněcím bubnu	W
P_M	Výkon poháněcího motoru	W
P_P	Potřebný provozní výkon poháněcího motoru	W
Q	Dopravní výkon	$\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$
q_B	Hmotnost 1 m dopravního pásu	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$
q_G	Hmotnost nákladu na 1 m délky pásu	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$
q_{rd}	Hmotnost rotujících částí válečku na 1 m délky dolní větve dopravníku	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$
q_{rh}	Hmotnost rotujících částí válečku na 1 m délky horní větve dopravníku	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$
s	Potřebná napínací dráha	m
S	Průřez náplně pásu	m^2
S_1	Průřez vrchlíku náplně pásu	m^2
S_2	Průřez spodní části náplně pásu	m^2
S_t	Teoretický průřez náplně pásu	m^2
T_1	Tah v pásu v místě nabíhajícího na poháněcí buben	N
T_2	Tah v pásu v místě sbíhajícího z poháněcího bubnu	N
T_3	Tah v pásu v místě nabíhajícího na vratný buben	N
T_4	Tah v pásu v místě sbíhajícího z vratného bubnu	N



t_d	Rozteč dolních válečkových stolic	m
t_h	Rozteč horních válečkových stolic	m
T_{\max}	Největší tah v pásu	N
T_{\min}	Nejmenší tah v pásu pro omezení průvěsu	N
v	Rychlost pásu	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
v'	Skutečná rychlost dopravního pásu	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
v_0	Složka rychlosti přiváděného dopravovaného materiálu ve směru dopravy	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
x	poloha těžiště použitého motoru DRE225M4	m
y	poloha těžiště motoru s maximální hmotností	m
φ	Úhel opásání poháněcího bubnu	rad
β_1	Součinitel tvrdosti	-
β_2	Součinitel hmotnosti	-
β_3	Součinitel tvaru zrn	-
β_4	Součinitel rozměrů zrn	-
δ	Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu	°
η	Účinnost pohonu	-
η_p	Účinnost převodovky	-
Θ	Dynamický sypný úhel	°
λ	Úhel sklonu bočních válečků korýtkových válečkových stolic	°
μ	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem	-
μ_1	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu	-
μ_2	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem	-
μ_3	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením	-
ξ	Součinitel rozběhu	-
ρ	Sypná hmotnost dopravované hmoty	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
σ_{dov}	Dovolené namáhání v tahu dopravního pásu	$\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$
χ	Součinitel tvrdosti	-



SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Rozdělení pásových dopravníků	10
Obr. 2 Pásový dopravník [1]	11
Obr. 3 Nosná válečková stolice [12].....	12
Obr. 4 Váleček pro nosnou stolicí [12]	13
Obr. 5 Vratná válečková stolice [12]	13
Obr. 6 Váleček pro vratnou stolicí [12]	14
Obr. 7 Aramidový dopravní pás [13]	15
Obr. 8 Prstové spojení pásu [13].....	15
Obr. 9 Stěrač pásu a jeho hlavní části [14].....	16
Obr. 10 Pracovní poloha stěrače pásu [14]	17
Obr. 11 Vizualizace stěrače pásu Hampus 9206	17
Obr. 12 Poháněcí buben [15].....	18
Obr. 13 Vizualizace poháněcího bubnu obloženého pryží se šípovými drážkami	18
Obr. 14 Sklon dopravníku	19
Obr. 15 Průřez náplně pásu dvouválečkové stolice [2].....	20
Obr. 16 Síly v pásu.....	27
Obr. 17 Pohonné jednotky [17]	35
Obr. 18 Rozdíly mezi rozběhy AM s kotvou nakrátko [18].....	36
Obr. 19 Stanice pohonu.....	37
Obr. 20 Pohonná jednotka.....	38
Obr. 21 Elektromotor DRE225M4 – rozměry [19]	39
Obr. 22 Převodovka X3KA100/T [19]	39
Obr. 23 Směry otáčení hřídelů a poloha uzávěru zpětného chodu [16].....	40
Obr. 24 Uzávěr zpětného chodu [20].....	40
Obr. 25 Momentová páka [21]	40
Obr. 26 Vyrovnání převodovky [21]	41
Obr. 27 Adaptér pro motor s pružnou spojkou [16]	41
Obr. 28 Hřídelový těsnicí kroužek s prachovkou [16].....	41
Obr. 29 Hřídelový těsnicí kroužek s protiprachovým těsnícím břitem [16]	41
Obr. 30 Softstartér [18]	43
Obr. 31 Zapojení softstartéru [18]	43
Obr. 32 Nastavení softstartéru [18].....	43
Obr. 33 Manipulace s pohonnou jednotkou [21]	44
Obr. 34 Nasunutí převodovky na hřídel [21]	44
Obr. 35 Demontáž převodovky [21]	45
Obr. 36 Rám	45



SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Parametry nosné válečkové stoličky	12
Tab. 2 Parametry válečku pro nosnou stoličku	13
Tab. 3 Parametry vratné válečkové stoličky	14
Tab. 4 Parametry válečku pro vratnou stoličku	14
Tab. 5 Parametry dopravního pásu	16
Tab. 6 Parametry stěračce pásu	17
Tab. 7 Parametry bubnů	18
Tab. 8 Parametry elektromotoru	32
Tab. 9 Parametry kuželočelní převodovky	32
Tab. 10 Tepelná bilance převodovky při maximální uvažované teplotě okolí 40°C	33
Tab. 11 Parametry elektromotoru DRE225M4	39
Tab. 12 Parametry převodovky X3KA100/T	42
Tab. 13 Převodový olej	42
Tab. 14 Parametry softstartéru PSS60/105-500L	43
Tab. 15 Cenová kalkulace	46
Tab. 16 Alternativní materiály	50



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha I: Tepelná bilance převodovky. 1 s.

Výkresová dokumentace:

STANICE POHONU	2-3A10-S1-0-0
RÁM	2-3A10-S1-1-0
DRŽÁK	4-3A10-S1-1-6

CD: Bakalářská práce

XApplet (EGTD)

2012.03.23 -



Customer Machatka Projekt : dopravník uhlí

Input data :

Application data :

Min. ambient temp. tumin	[°C]	-20
Max. ambient temp. tumax	[°C]	40
Input power PK1	[kW]	38.0
Input speed n1	[1/min]	1478

Gear unit data

Gear unit designation	X3KA100
Gear unit ratio	15.08
Mounting position	M1
Shaftposition	034
Lubrication type	Splash
Selected oil type	SHC XMP 320
Fan	without

Thermal calculations :

Operating Cycle /hour ED	[%]	100
Installation altitude	[m]	0-1000
Installation site		outdoors with sun protection
Housing fixation		Torque arm

Type of cooling

Other cooling types	-
---------------------	---

Calculation of oil bath temperatures

Operating point A: Max. ambient temp.

Max. oil bath temp. at max amb temp.	[°C]	78
Operating viscosity of the oil	[cSt]	75
efficiency		0.975
Oil lifetime (but max. 5 years)	[h]	12300 - 16400

Operating point B: Cold start at max amb temp.

Oil viscosity	[cSt]	335
---------------	-------	-----

Operating point C: Cold start at min amb temp.

Oil viscosity	[cSt]	26455
---------------	-------	-------

Calculation of thermal rating

Related oil bath temperature	[°C]	90
Thermal rating	[kW]	55

Calculation of noise output :

noise power level [dB(A)]	[dB(A)]	80
noise intensity level [dB(A)] at 1 m distance	[dB(A)]	6

Outlook value according to DIN 45635 part 1 and 23, DIN EN ISO 9614 part 2 and ISO 8579 part 1 additionally 3dB(A) spread for standard factory models. This value applies according to standard exclusively to pure airborne noise emitted by the gear unit and doesn't include actions of background noise, bed-plate and ambient. The noise pressure level applies to measurement surface with distance x.